Fakultät Agrarwissenschaften

Institut für Agrartechnik
Universität Hohenheim
Grundlagen der Agrartechnik
Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. H. D. Kutzbach

Kraftstoffverbrauch beim Einsatz von Ackerschleppern im besonderen Hinblick auf CO_2-Emissionen

Dissertation zur Erlangung des Grades
eines Doktors der Agrarwissenschaften

vorgelegt der Fakultät Agrarwissenschaften

von Matthias Schreiber
aus Steinheim/ Westfalen
2006

Die vorliegende Arbeit wurde am 25.01.2006 von der Fakultät Agrarwissenschaften der Universität Hohenheim als „Dissertation zur Erlangung des Grades eines Doktors der Agrarwissenschaften“ angenommen.

Tag der mündlichen Prüfung: 02.05.2006

Prodekan:	Prof. Dr. rer. nat. K. Stahr
Berichterstatter, 1. Prüfer:	Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. H. D. Kutzbach
Mitberichterstatter, 2. Prüfer:	Prof. Dr. rer. nat. U. Haas
3. Prüfer:	Prof. Dr. sc. agr. Dr. h.c. J. Zeddies

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl Grundlagen der Landtechnik des Instituts für Agrartechnik an der Universität Hohenheim.

Mein herzlicher Dank gilt Professor Kutzbach, der diese Arbeit angeregt und wissenschaftlich betreut hat. Er ließ mir bei dem Thema alle Freiräume und stand mir immer mit seinem Fachwissen und seiner Erfahrung als wertvolle Unterstützung für jede Frage zur Seite. Besonders die Möglichkeit, die Forschungsergebnisse auf nationalen und internationalen Tagungen vorstellen und diskutieren zu können, brachten viele Anregungen für diese Arbeit und waren für mich persönlich eine wertvolle Erfahrung. Ganz besonders danke ich Professor Haas für die Durchsicht der Arbeit und die Übernahme des Mitberichtes.

Nicht nur über das Institut für Agrartechnik, sondern auch über das Graduiertenkolleg „Klimarelevante Gase“ wurde mir in meiner Zeit in Hohenheim die Möglichkeit gegeben, im Rahmen von Tagungsteilnahmen, Exkursionen und Blockveranstaltungen ein umfassendes Wissen auch über den rein technischen Bereiches hinaus zu erlangen. Allen, die zu den erfolgreichen Veranstaltungen des Graduiertenkollegs beigetragen haben, gilt mein herzlicher Dank.

Besonders möchte ich mich bei allen Kolleginnen und Kollegen am Institut bedanken. Die zahlreichen Diskussionen brachten viele Lösungsansätze für die unterschiedlichsten Herausforderungen im Rahmen der Arbeit. Dank der guten Zusammenarbeit und des sehr angenehme Arbeitsklima behalte ich die Zeit im Institut in sehr positiver Erinnerung.

Danken möchte ich auch meinen Eltern, für alles, was sie mir ermöglicht haben und für die Unterstützung während meiner Zeit in Hohenheim. Meiner Frau Julia danke ich für die Unterstützung beim Korrekturlesen, sowie die Geduld und Rücksichtsnahme bei der Erstellung der Arbeit.

Marktoberdorf im Mai 2006 Matthias Schreiber

INHALTSVERZEICHNIS

FORMELZEICHEN

Formel-zeichen	Einheit	Bedeutung
A_0	Nm	Getriebe- und gangspezifischer Parameter (nach Reiter)
A_1	Nm/min	Getriebe- und gangspezifischer Parameter (nach Reiter)
a_1-d_1	-	Empirische Parameter für das Traktionsverhalten
a_2-d_2	-	Empirische Parameter für das Traktionsverhalten
A_F	m^2	Fläche des Schlags
$a_{G1;}$ a_{G3}	Nm·60 s	Getriebespezifischer Parameter
$a_{G2;}$ a_{G4}	Nm	Getriebespezifischer Parameter
a_g-c_g	-	Gerätespezifische Parameter nach ASAE Standard 497.4
A_K	m^2	Kontaktfläche zwischen Reifen und Boden
$A_{Überl.}$	m^2	Überlappungsfläche bei der Feldarbeit
B	l/h	Zeitbezogener Kraftstoffverbrauch
B_0	Nm	Getriebe- und gangspezifischer Parameter (nach Reiter)
B_1	Nm/min	Getriebe- und gangspezifischer Parameter (nach Reiter)
B_2	-	Getriebe- und gangspezifischer Parameter (nach Reiter)
$B_{Befüll}$	kg/ha	Kraftstoffverbrauch zum Befüllen der Maschine
b_e	g/kWh	Spezifischer Kraftstoffverbrauch
b_{eM}	g/kWh	Modellierter, spezifischer Kraftstoffverbrauch
b_F	m	Maximale Schlagbreite
b_G	m	Arbeitsbreite des Gerätes
B_{ges}	l/ha	Kraftstoffverbrauch zum Bearbeiten einer Fläche
B_H	l/ha	Absoluter Kraftstoffverbrauch in der Hauptzeit
$B_{H;A}$	kg/ha	Flächenbezogener Kraftstoffverbrauch in der Hauptzeit
$B_{H;s}$	kg/m	Streckenbezogener Kraftstoffverbrauch in der Hauptzeit
$B_{H;t}$	kg/h	Zeitbezogener Kraftstoffverbrauch in der Hauptzeit
B_n	-	Mobility number
b_P	mm	Plattenbreite
b_R	m	Reifenbreite
B_W	ml	Wendeverbrauch auf einem Schlag
$B_{W1;b}$	ml/t	Massenbezogener Wendeverbrauch je Wendevorgang

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$B_{W1;br}$	ml/m	Arbeitsbreitenbezogener Verbrauch je Wendevorgang
c	N/mm^2	Kohäsion
CI	N/mm^2	Cone Index
C_n	N/mm^2	Spezifischer Eindringwiderstand
d_R	m	Raddurchmesser
F_{ab}	N	Kraft am Punkt a in Richtung b (x, y, oder z) (siehe Bild 16)
F_G	N	Gewichtskraft des Gesamtfahrzeugs
F_{G_Trieb}	N	Gewichtskraft auf der Triebachse
F_{Re}	N	Äußerer Rollwiderstand
F_{Ri}	N	Innerer Rollwiderstand
F_U	N	Umfangskraft am Rad
F_x	N	Längskraft
F_y	N	Querkraft
F_z	N	Stützkraft
F_{Zug}	N	Zugkraftbedarf eines Geräts
F_{Zug_b}	N/m	Breitenabhängiger Zugkraftbedarf eines Geräts
F_{Zug_bt}	N/(m·cm)	Breiten- und arbeitstiefenabhängiger Zugkraftbedarf eines Geräts
G	-	Abkürzung für „Gang“ in Abbildungen und Bildunterschriften
g_1, g_2	-	Parameter für den Getriebewirkungsgrad
h_{Hz}	m	Höhe der Hinterachse über dem Boden
h_{Vz}	m	Höhe der Vorderachse über dem Boden
i_i	-	Übersetzung an der Stelle i (siehe Bild 25) im Antriebsstrang
j	mm	Scherweg
k	N/cm^2	Spezifischer Pflugwiderstand
$k'_{Fest;O}$	-	Parameter für die Oberbodenfestigkeit nach dem Überrollen
$k'_{Fest;U}$	-	Parameter für die Unterbodenfestigkeit nach dem Überrollen
k_0	N/cm^2	Spezifischer Widerstand des Bodens gegen Verformung
K_1; K_2	-	Beiwerte zum Bodenverhalten nach Bekker
$k_{Bewuchs}$	-	Empirischer Bewuchsparameter
k_{Breite}	-	Empirischer Reifenbreiteparameter

Formel-zeichen	Einheit	Bedeutung
k_c	N/mm	Beiwert für die Druck-Einsinkungs-Beziehung
k_{Druck}	-	Empirischer Reifenluftdruckparameter
$k_{Fest;O}$	-	Empirischer Parameter für die Oberbodenfestigkeit
$k_{Fest;U}$	-	Empirischer Parameter für die Unterbodenfestigkeit
$k_{Feuchte}$	-	Empirischer Bodenfeuchteparameter
k_{Radius}	-	Empirischer Rollradiusparameter
k_{Reifen}	-	Empirischer Reifenparameter
k_{Ton}	-	Empirischer Tongehaltsparameter
k_{Φ}	N/mm^2	Beiwert für die Druck-Einsinkungs-Beziehung
l	m	Längenkoordinate für die Schleppergeometrie
l_K	m	Länge der Kontaktfläche zwischen Reifen und Boden
LS	-	Abk. für „Lastschaltstufe" in Abb. und Bildunterschriften
m_1-m_7	-	Motorspezifische Parameter
$m_{Ausbring}$	kg/ha	Ausbringmenge
m_{Ges}	kg	Masse des Gesamtfahrzeugs
M_i	Nm	Drehmoment an der Stelle i (siehe Bild 25)
M_M	Nm	Motordrehmoment
M_{Nabe}	kW	Nabenmoment
M_{opt}	Nm	Motormoment mit minimalem Kraftstoffverbrauch
$M_{Plansch}$	Nm	Planschmoment des Getriebes
m_{V1}-m_{V4}	-	Kennwerte für das Polynom der Motorvolllastkurve
m_{A1}-m_{A2}	-	Kennwerte für die Geradengleichung der Motorabregellinie
M_{V0}	Nm	Leerlaufmoment des Getriebes
M_{VL}	Nm	Lastabhängiges Verlustmoment des Getriebes
n_M	1/min	Motordrehzahl
p	N/mm^2	Kontaktflächendruck
P_{Motor}	kW	Benötigte Motorleistung
P_{Nabe}	kW	Nabenleistung
P_{Neben_b}	kW/m	Breitenabhängiger Nebenarbeitsbedarf der Geräte
P_{Neben_bt}	kW/(m·cm)	Breiten- und tiefenabhängiger Nebenarbeitsbedarf der Geräte
P_{Nenn}	kW	Nennleistung des Motors

Formel-zeichen	Einheit	Bedeutung
P_{Trieb}	kW	Triebleistung
P_{Zug}	kW	Zugleistung eines Geräts
$r_{dyn;\,r}$	m	Dynamischer Rollradius der Räder (Nullschlupf-Radius)
r_i	m	Radius des Rades i (siehe Bild 25)
r_M	m	Momenten-Radius nach Persson
r_{roll}	m	Rollradius nach Persson
r_{stat}	m	Statischer Rollradius nach Persson
s_1-s_3	-	Beiwert für den Zugwiderstand des Bodens bei der Bearbeitung
s_d	-	Faktor für den Zugwiderstand des Bodens
s_F	m	Theoretische Fahrstrecke in der Hauptzeit
t_G	cm	Arbeitstiefe des Geräts
u	-	Hilfsvariable
U_F	m	Feldumfang
v	m/s	Tatsächliche Fahrgeschwindigkeit
v_{th}	m/s	Theoretische Fahrgeschwindigkeit
v_U	m/s	Umfangsgeschwindigkeit am Rad
$W_{Befüll}$	kJ/kg	Mengenbezogene Befüllarbeit
W_{Neben_m}	kJ/kg	Mengenbezogener Nebenarbeitsbedarf der Geräte
Y_{max}	-	Maximalwert einer Teilfunktion nach Bekker
z_{Wende}	-	Anzahl der Wendevorgänge auf einem Schlag
α_x	°	Steigung in Fahrtrichtung
α_y	°	Seitliche Hangneigung
$\beta_{Ü}$	-	Überlappungsanteil an der Gesamtfläche
β_W	-	Anteil des Wendeverbrauchs am Verbrauch in der Hauptzeit
γ	°	Winkel der auf die Vorderachse wirkenden Kraft
δ	m	Einsinkung
$\Delta x_{überl.}$	m	Breite des Überlappens am Vorgewende
ε	-	Dynamischer Anteil des Pflugwiderstands
η_G	-	Getriebewirkungsgrad
η_i	-	Wirkungsgrad an der Stelle i im Antriebsstrang (siehe Bild 25)
η_L	-	Laufwerkwirkungsgrad

Formel-zeichen	**Einheit**	**Bedeutung**
η_M	-	Motorwirkungsgrad
η_{Zahn}	-	Zahnreibungswirkungsgrad
κ	-	Triebkraftbeiwert
$\kappa'(0)$	-	Steigung des Triebkraftbeiwerts bei Nullschlupf
$\kappa'_{sta}(0)$	-	Steigung des Triebkraftbeiwertes bezogen auf den Hochpunkt
κ_i	-	Triebkraftbeiwert am Rad i (siehe Bild 25)
κ_{max}	-	Maximaler Treibkraftbeiwert
μ	-	Umfangskraftbeiwert
ρ	-	Rollwiderstandsbeiwert
ρ'	-	Steigung des Rollwiderstands über den Schlupf
ρ_e	-	Äußerer Rollwiderstandsbeiwert
ρ_i	-	Innerer Rollwiderstandsbeiwert
σ	-	Schlupf
σ_i	-	Schlupf am Rad i (siehe Bild 25)
ς_{Zahn}	-	Zahnreibungsverlustgrad
$\sigma_{\kappa\ max}$	-	Schlupf, bei dem der maximale Triebkraftbeiwert auftritt
τ	N/mm^2	Schubspannung
Φ	°	Winkel der inneren Reibung
φ_Z	-	Zugkraftbeiwert nach Söhne (sonst κ)
χ	-	Triebkraftbeiwert in einigen Veröffentlichungen (sonst κ)
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit
ω_i	1/s	Winkelgeschwindigkeit an der Stelle i (siehe Bild 25)

1 EINLEITUNG UND ZIEL DER ARBEIT

Der Kraftstoffverbrauch beim Einsatz von Ackerschleppern hat in den letzen Jahren stark an Beachtung gewonnen. Einerseits sind die Kraftstoffpreise insbesondere in der letzten Zeit gestiegen, Kraftstoffkosten machen inzwischen zwischen 30 % und 50 % der Schlepperkosten aus [1]. Andererseits steigt auch das Umweltbewusstsein im Bezug auf Ressourcenschonung und klimarelevante Gase, weshalb Emissionsminderungen von CO_2 durch die Einsparung von Kraftstoff angestrebt werden.

Zum Antrieb mobiler Landmaschinen werden heute fast ausschließlich Dieselmotoren eingesetzt. Möglichkeiten zur Kraftstoffeinsparung bei landwirtschaftlichen Arbeiten liegen neben der Verbesserung der Motoren insbesondere in der Optimierung des Arbeitsprozesses. Es müssen folglich nicht nur die technischen Komponenten wie Motor, Getriebe, Antriebsstrang, Laufwerk und Gerät optimiert werden, sondern auch die sinnvolle Zusammenstellung dieser Aggregate und die optimalen Schlepper- und Geräteeinstellungen müssen für die jeweilige Arbeit gefunden werden. Messungen sind bei einer solchen Vielzahl von Einflussfaktoren und Kombinationsmöglichkeiten nur eingeschränkt für derartige Untersuchungen geeignet, da vor allem kleinräumige Bodenunterschiede die Ergebnisse überlagern und so eine Vielzahl an aufwändigen Wiederholungen erfordern. Daher ist ein Modell zur Abbildung dieser vielen Parameter für Untersuchungen zum Kraftstoffverbrauch bei Ackerschleppern von Vorteil, welches durch den Vergleich mit Messergebnissen validiert ist.

Ein solches Modell zur Berechnung von Verbrauchswerten muss auf wissenschaftlichen Erkenntnissen zu den einzelnen Komponenten eines Ackerschleppers beruhen. In dieser Arbeit soll ein Überblick über den Stand der Wissenschaft zu verbrauchs- und wirkungsgradrelevanten Grundlagen dieser Schlepperkomponenten gegeben werden. Anhand dieser Kenntnisse soll ein detailliertes Modell sowohl zur Berechnung des Kraftstoffverbrauchs als auch für die Untersuchung von Einzelkomponenten, wie Laufwerk oder Antriebsstrang, erstellt werden. Es soll das Einsparungspotenzial durch einzelne Maßnahmen sowie bei einem Arbeitsgang und schließlich bei einer gesamten Produktionskette abgeschätzt werden. Des Weiteren sind Optimierungsstrategien zur Verbrauchsminimierung zu erstellen.

Bei allen Veränderungen an dem System „Ackerschlepper" ändern sich nicht nur der Kraftstoffverbrauch und damit die CO_2-Emissionen, es treten auch externe Effekte auf, die sich auf die Schlepper- und Maschinenkosten, den Arbeitszeitbedarf, durch pflanzenbauliche Einflüsse

auf den Ertrag oder schließlich auf die Umwelt auswirken. Obgleich in dieser Arbeit die Verringerung des Kraftstoffverbrauchs im Vordergrund steht, dürfen diese Effekte nicht vernachlässigt werden. In Tabelle 1 wird eine beispielhafte Übersicht über gegebenenfalls verbrauchsmindernde Maßnahmen und die Ausprägung möglicher externer Effekte gegeben.

Tabelle 1: Externe Effekte und deren Ausprägungen bei unterschiedlichen Maßnahmen zur Verringerung des Kraftstoffverbrauchs

Maßnahme	Externer Effekt	Auswirkungen		
		Kosten	Ertrag	Umwelt
Größere Gesamtmasse	Bodenverdichtungen	o	o/-	-
Langsamere Fahr-geschwindigkeit	Flächenleistung sinkt	-	o	o
	Veränderte Arbeitsqualität	o	+/o/-	o
Breitere Geräte	Anschaffungspreis	-	o	o
	Größere Masse	o	o/-	-
Größere Bereifung	Anschaffungspreis	-	o	o
	Bodenverdichtungen	o	+/o	+/o
Anderes Gerät	Anschaffungspreis	+/o/-	o	o
	Arbeitsergebnis	o	+/o/-	+/o/-
Getriebeübersetzung/ Gang	Kein Einfluss	o	o	o

Auswirkungen: positiv +, keine o, negativ -

Es zeigt sich, dass mit Ausnahme der Getriebeübersetzung für die verschiedenen Maßnahmen externe Effekte auftreten, die besonders im Bezug auf Ertragsänderungen und Umwelteinflüsse kaum abschätzbar sind. Dennoch sollen diese hier nur am Rande betrachtet werden und allein die Auswirkungen auf den Verbrauch durch unterschiedliche Maßnahmen im Vordergrund stehen. In weiteren Arbeiten können die externen Effekte genauer untersucht und dem Einsparungspotenzial gegenübergestellt werden, wie für die Wirtschaftlichkeit unterschiedlicher Kombinationen von Schlepper und Gerät von Uhlmann durchgeführt [2].

Ein komplexes und genaues Modell, welches für die Untersuchung von Schleppereinstellungen geeignet ist, bringt Nachteile bei der Berechnung von Verbrauchswerten für eine Vielzahl von verschiedenen Arbeiten sowie ganzer Produktionsketten mit sich. Erstens müssen sehr viele Parameter für das Zugfahrzeug und das Arbeitsgerät bekannt sein, wobei entsprechende Datengrundlagen nicht in ausreichender Genauigkeit vorliegen. Zweitens sind die berechneten

Ergebnisse dann kaum noch verallgemeinerbar, da sie stark spezifisch für das jeweilige Fahrzeug und Gerät sowie für den untersuchten Boden gelten. Daher sollen zur Berechnung von Faustwerten aus dem Modell vereinfachte Gleichungen zur Verbrauchsberechnung abgeleitet werden, die in Umfang und Genauigkeit über die des Kuratoriums für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft (KTBL) [3; 4] hinausgehen, deren Anzahl an Eingangsparametern jedoch überschaubar bleibt. Das detaillierte Modell soll dabei zur Entscheidungsfindung und Verifizierung der Relevanz einzelner Eingangsgrößen dienen. Die resultierenden vereinfachten Gleichungen können dann als Basis für ein überarbeitetes KTBL-Berechnungsverfahren genutzt werden.

2 EMISSIONEN BEIM EINSATZ VON VERBRENNUNGSMOTOREN

Bei der Verbrennung von Kraftstoffen treten Emissionen klimarelevanter und teilweise toxischer Gase sowie von Partikeln in unterschiedlicher Konzentration auf. Grenzwerte für einige dieser Emissionen sind gesetzlich vorgeschrieben, andere werden als weniger relevant eingestuft. In diesem Kapitel sollen die aktuellen Grenzwerte für Schleppermotoren, die besondere Bedeutung der CO_2-Emissionen sowie die Vorteile und Probleme der Substitution von Diesel durch Kraftstoffe auf Pflanzenölbasis dargestellt werden.

2.1 Abgasnormen

Mit Verabschiedung der Richtlinie 97/68/EG wurden im Jahr 1997 die Abgasemissionen für Ackerschlepper und Arbeitsmaschinen festgelegt. Die Anpassung mit der Richtlinie 2004/26/EG im Mai 2004 schreibt die weitergehenden Grenzwertregelungen für die unterschiedlichen Leistungsklassen schrittweise bis 2016 vor, Tabelle 2. Mit Einführung der Stufe IV werden die Grenzwerte dann ein mit Nutzfahrzeugen und PKW der Abgasnorm Euro 4 vergleichbares Niveau erreichen [5; 6].

Motoren, deren Herstellungsdatum vor den genannten Terminen liegt, können noch zwischen 6 Monaten und einem Jahr nach in Kraft treten des jeweiligen Grenzwertes in Verkehr gebracht werden.

Einen besonderen Stellenwert haben auch die CO_2-Emissionen, die mit 3175 g je kg Kraftstoff linear mit dem Dieselverbrauch zusammenhängen und den Großteil des Abgases ausmachen. Auch bei modernen Motoren mit Bestverbrauchswerten von etwa 200 g/kWh werden folglich Werte von 630 g CO_2/kWh kaum unterschritten. Die CO_2-Emissionen sind nicht reglementiert, da hierfür eine weitere Verbesserung der Motorenwirkungsgrade erforderlich wäre, die jedoch nur noch in kleinem Umfang möglich ist. Des Weiteren kann die Reduzierung von Partikeln bei gleichzeitiger Senkung der Stickoxidemissionen durch den veränderten Verbrennungsprozess zu schlechteren Motorwirkungsgraden und damit leicht ansteigenden CO_2-Emissionen führen. Bei Senkung des Kraftstoffverbrauchs durch geringeren Energiebedarf werden jedoch neben CO_2 auch alle anderen Emissionen reduziert, was den Vorteil der Ressourcenschonung durch Energieeinsparung nochmals verstärkt.

Tabelle 2: Einführungstermine und Abgasgrenzwerte für mobile Arbeitsmaschinen und Ackerschlepper nach Richtlinie 97/68/EG und 2004/26/EG

Motoren-kategorie	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
18 kW ≤ *P* < 37 kW	**keine**		**Stufe II** CO 5,5 HC 1,5 NO_x 8,0 PT 0,8				**Stufe III A** CO 5,5 HC+NO_x 4,7 PT 0,6										
37 kW ≤ *P* < 56 kW	**Stufe I** CO 6,5 HC 1,3 NO_x 9,2 PT 0,85				**Stufe II** CO 5,0 HC 1,3 NO_x 7,0 PT 0,4			**Stufe III A** CO 5,0 HC+NO_x 4,7 PT 0,4					**Stufe III B** CO 5,0 HC+NO_x 4,7 PT 0,025				
56 kW ≤ *P* < 75 kW	**Stufe I** CO 6,5 HC 1,3 NO_x 9,2 PT 0,85				**Stufe II** CO 5,0 HC 1,3 NO_x 7,0 PT 0,4			**Stufe III A** CO 5,0 HC+NO_x 4,7 PT 0,4				**Stufe III B** CO 5,0 HC 0,19 NO_x 3,3 PT 0,025			**Stufe IV** CO 5,0 HC 0,19 NO_x 0,40 PT 0,025		
75 kW ≤ *P* < 130 kW	**Stufe I** CO 5,0 HC 1,3 NO_x 9,2 PT 0,73			**Stufe II** CO 5,0 HC 1,0 NO_x 6,0 PT 0,3			**Stufe III A** CO 5,0 HC+NO_x 4,0 PT 0,3					**Stufe III B** CO 5,0 HC 0,19 NO_x 3,3 PT 0,025			**Stufe IV** CO 5,0 HC 0,19 NO_x 0,40 PT 0,025		
130 kW ≤ *P* < 560 kW	**Stufe I** CO 5,0 HC 1,3 NO_x 9,2 PT 0,2		**Stufe II** CO 3,5 HC 1,0 NO_x 6,0 PT 0,2			**Stufe III A** CO 3,5 HC+NO_x 4,0 PT 0,2					**Stufe III B** CO 5,0 HC 0,19 NO_x 2,0 PT 0,025			**Stufe IV** CO 3,5 HC 0,19 NO_x 0,40 PT 0,025			

(PT=Partikel; alle Angaben in g/kWh)

2.2 Qualitätsanforderungen an Dieselkraftstoff

Die Herstellung von Diesel erfolgt aus Rohöl, das nach der Entsalzung auf 350 - 400° C erhitzt und dann im Fraktionierturm getrennt wird. Dabei kondensieren die unterschiedlich langen Kohlenstoffketten bei abfallender Temperatur nacheinander und werden getrennt abgeführt. Es entstehen Gase, Rohbenzin, leichte und schwere Mitteldestillate sowie der atmosphärische Rückstand (Rückstand der atmosphärischen Destillation am Boden der Kolonne). Die leichten Mitteldestillate werden zur Herstellung von Diesel weiterverarbeitet und entschwefelt. Die Länge der Kohlenstoffketten in Dieselkraftstoff beträgt 10 bis 20 C-Atome. Der Dieselkraftstoff muss den in der DIN EN 590 festgelegten Qualitätsanforderungen entsprechen (Tabelle 3).

Tabelle 3: Qualitätsanforderungen an Dieselkraftstoff nach DIN EN 590 (Auszug)

Eigenschaften	Einheiten	Grenzwerte	
		Min.	Max.
Dichte bei 15 °C	kg/m³	820	860
Viskosität bei 40°C	mm²/s	2	4,5
Flammpunkt	°C	55	-
Schwefelgehalt	mg/kg	-	350
Koksrückstand	%	-	0,3
Cetanzahl		51	-
Wassergehalt	mg/kg	-	200
Asche	%	-	0,01

2.3 Kraftstoffe auf Pflanzenölbasis

Durch die gestiegenen Kraftstoffpreise und die aktuelle Politik gewinnt die Substitution von Diesel durch Kraftstoffe auf Pflanzenölbasis zunehmend an Bedeutung. Der Gesamtanteil der so genannten biogenen Kraftstoffe soll von 2 % im Jahr 2005 auf 5,75 % im Jahr 2010 gesteigert werden [7]. In Deutschland wird fast ausschließlich Rapsöl als Ausgangsprodukt für diese Kraftstoffe verwendet, während sich grundsätzlich alle Pflanzenöle wie Sonnenblumenöl oder Sojaöl direkt verbrennen oder zu hochwertigeren Kraftstoffen weiterverarbeiten lassen [8-12]. Bei den in Deutschland gängigen Pflanzenölkraftstoffen muss zwischen dem auch als Biodiesel bezeichneten Raps-Methyl-Esther (RME) aus zentraler oder dezentraler Verarbeitung [13; 14] und weitgehend unbehandeltem Pflanzenöl unterschieden werden, das häufig auch als Beimischung zu Diesel Verwendung findet.

Insbesondere für landwirtschaftliche Arbeiten wurden die Emissionen dieser Kraftstoffe gemessen, dabei zeigten sich leichte Vorteile für RME [15]. Auch liegen Untersuchungen des Einflusses von Gemischen aus Diesel und Rapsöl sowie Diesel und RME [16] auf das Emissionsverhalten vor. Die Einhaltung von Abgasnormen ist bei der Verbrennung von unbehandeltem Pflanzenöl problematisch [17], allerdings schreibt der Gesetzgeber lediglich eine Einhaltung der Norm mit mineralischem Diesel vor. Die Einhaltung dieser Norm muss aber auch nach Umbau und Optimierungsmaßnahmen für biogene Kraftstoffe gewährleistet sein [18]. Eine umfassende Untersuchung über die verbrennungstechnischen Eigenschaften der unterschiedlichen aufbereiteten Rapsöle wurde von Reiser durchgeführt [19]. Batel stellt

einen allgemeinen Vergleich verschiedener alternativer Kraftstoffe vor, wobei er auch Äthanol als Beimischung für Ottokraftstoffe berücksichtigt. Grundsätzlich wird aufgrund der Flächenknappheit den Pflanzenölen langfristig eine untergeordnete Rolle eingeräumt [20]. Die CO_2-Emissionen bei der Verbrennung biogener Kraftstoffe sind mit denen von mineralischem Diesel vergleichbar und leicht abhängig von der Qualität der Verbrennung. Bei Kraftstoffen auf Pflanzenölbasis sind sie allerdings nicht fossilen Ursprungs, weshalb diese teilweise als CO_2-neutral bezeichnet werden.

Die Wirtschaftlichkeit dieser Kraftstoffe ist auf landwirtschaftlichen Betrieben stark eingeschränkt, da durch die Dieselbeihilfe pro Betrieb jeweils 10000 l Diesel steuerbegünstigt sind. So können Biodiesel oder Pflanzenöl erst bei größeren Mengen eine mögliche Alternative für Diesel darstellen, außerdem werden auch parallele Tanksysteme für die unterschiedlichen Kraftstoffe benötigt, was die Wirtschaftlichkeit noch weiter einschränkt. Für eine stärkere Umsetzung der Dieselsubstitution in der Landwirtschaft müssten folglich weitere finanzielle Anreize für die Einzelbetriebe geschaffen werden.

2.3.1 Biodiesel (RME)

Die gängigste und gleichzeitig einzige von einigen Motorenherstellern zugelassene Alternative für Diesel ist RME, das inzwischen flächendeckend an Tankstellen verfügbar ist und dessen Qualitätsanforderungen nach DIN 14214 standardisiert sind. Dennoch sind Qualitätsschwankungen deutlich größer als bei Diesel. Für viele neue Motoren liegt eine Freigabe für den Kraftstoff vor, ältere Modelle müssen jedoch umgerüstet werden. Insbesondere die Verträglichkeit von Schläuchen und Dichtungen ist bei dem aggressiveren Biodiesel zu prüfen. Außerdem verkürzen sich die Wartungsintervalle für Ölwechsel um die Hälfte, da sich Biodiesel im Motoröl anreichert und dessen Viskosität senkt. Die Emissionswerte werden meist als vorteilhaft gegenüber Diesel eingestuft [21-25], allerdings liegen auch hierzu widersprüchliche Ergebnisse vor, bei denen zum Teil sogar größere Stickoxidemissionen gemessen wurden [17]. Des Weiteren wurden in Versuchen sowohl eine geringere Motorleistung als auch ein höherer Kraftstoffverbrauch festgestellt [26], Bild 1.

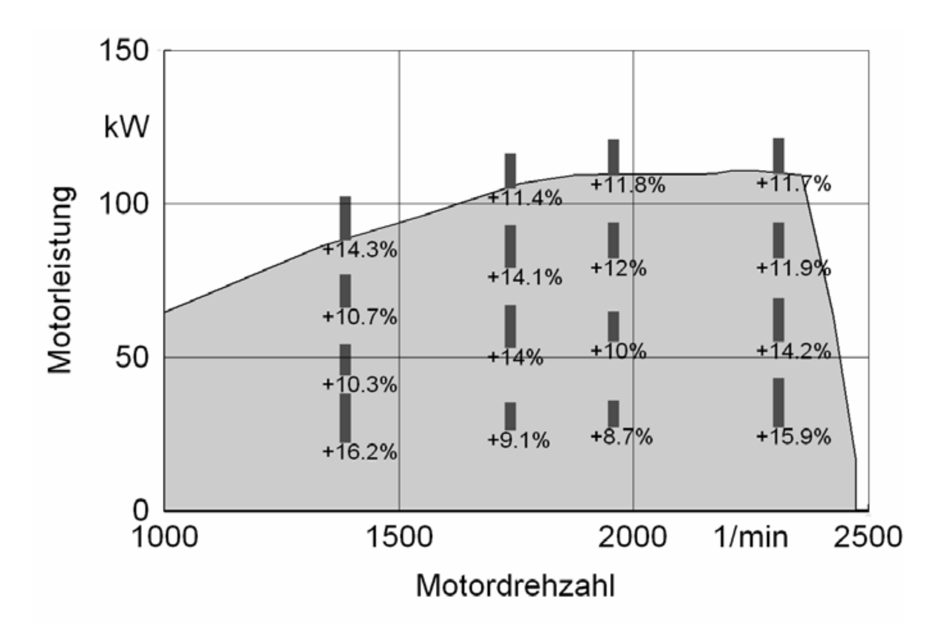


Bild 1: Massenbezogener Mehrverbrauch von RME gegenüber Diesel in Abhängigkeit von Motordrehzahl und -leistung, Messwerte nach Thullner [26]

Die geringere Motorleistung kann durch Anpassung des Motorkennfelds ausgeglichen werden. Der volumetrische Mehrverbrauch von 5 - 7 % begründet sich durch den geringeren Heizwert [23] und liegt sowohl im Voll- als auch im Teillastbetrieb gleichermaßen vor. Somit wird der Preisvorteil von etwa 10 % auf 3 - 4 % reduziert. Als kritisch wird auch die Haltbarkeit der Einspritzpumpen eingeschätzt [27], Nachweise für geringere Lebensdauern liegen jedoch nicht vor.

2.3.2 Pflanzenöl

Bei dem Einsatz von reinem Pflanzenöl ist der Kostenvorteil gegenüber Diesel größer. Der mit Biodiesel vergleichbare Heizwert steht einem um etwa 30 % geringeren Preis gegenüber. Allerdings gibt es keine herstellerseitigen Freigaben für die Motoren. Es sind Umbaumaßnamen notwendig, die von verschiedenen Firmen angeboten werden. Der Kraftstoff muss zur Senkung der Viskosität und besseren Zerstäubung vorgewärmt werden, alternativ werden auch Zweikraftstoffsysteme mit Umschaltung zwischen Diesel und Rapsöl angeboten. Bei einigen Anbietern der Umrüstsätze werden auch veränderte Einspritzdüsen und Auslassventile eingesetzt. Ein Problem stellt die Haltbarkeit der Maschinen dar [28]. Im so genannten 100-Schlepper-Programm wurden 111 Fahrzeuge umgerüstet und mit Pflanzenöl betrieben. In den ersten 4 Jahren traten bei 36 Schleppern Schäden mit Kosten über 2000 € und bei 10 Schleppern mit Kosten über 15000 € auf. Lediglich ein Drittel der Maschinen lief problemlos. Die

Hauptprobleme bei diesen Tests waren der auch von Reiser [19] als kritisch bezeichnete Teillastbetrieb sowie stark schwankende Qualitäten des Kraftstoffs. Grundsätzlich ist eine Umstellung nur dann sinnvoll, wenn lange Einsatzzeiten unter großer Last durchgeführt werden, und eine konstante Ölqualität sichergestellt ist. Dies ist allerdings trotz des RK-Qualitätsstandards 5/2000 [29] noch nicht der Fall. Zur Verbesserung dieses Umstands soll noch im Jahr 2005 eine Vornorm verabschiedet werden [30].

2.3.3 Pflanzenölgemische

Als Pflanzenölgemische werden Mischungen von Diesel und Pflanzenöl bezeichnet. Bei dieser Teilsubstitution kann auf eine Veresterung verzichtet werden, Untersuchungen zu unterschiedlichen Aufbereitungsmethoden sowie Mischungsverhältnissen liegen vor [31; 32]. Es werden die Nachteile gegenüber der Verbrennung von Pflanzenöl reduziert, teilweise sogar leicht überproportional zum Mischungsverhältnis. Dennoch bleiben die Probleme der höheren Motorbelastung und der Emissionen bestehen.

2.3.4 Designerkraftstoffe (BTL, GTL)

So genannte Designerkraftstoffe sind zwar noch nicht marktgängig, könnten aber durch die Befreiung von der Mineralölsteuer eine Konkurrenz zu herkömmlichen Kraftstoffen darstellen. Die Herstellung erfolgt entweder aus Erdgas oder Biomasse. Bei der Nutzung von Biomasse wird diese gehäckselt, getrocknet und zu Pellets geformt. Anschließend werden diese zu Synthesegas, einem Gemisch aus Wasserstoff und Kohlenmonoxid, vergast. Dieses wird dann mittels der Fischer-Tropsch-Synthese in eine paraffinische Flüssigkeit umgewandelt. Nach einer Isomerisation, die die Wintertauglichkeit erhöht, kann zu etwa 60 % der aromaten- und schwefelfreie Dieselkraftstoff abdestilliert und sofort verwendet werden. Ein kleiner Teil der höher siedenden Paraffinwachse lässt sich als Grundstoff für die Chemieindustrie verwerten. Die leichten Fraktionen sind entweder nach Anpassung der Oktanzahl als Ottokraftstoff zu verwenden oder werden erneut der Fischer-Tropsch-Synthese zugeführt. Die entstehenden Kraftstoffe sind schadstofffrei und können den speziellen Anforderungen der Motorenhersteller angepasst werden. Die Qualität ist unabhängig vom Ausgangsmaterial, daher sind sie aus Sicht der Fahrzeughersteller sehr interessant [33]. Dennoch bleibt selbst bei weiterer Verbilligung des Verfahrens die Frage nach der Herstellung der Biomasse offen, die bei Ausbau solcher Anlagen erhebliche Produktionsflächen beanspruchen würde.

3 KRAFTSTOFFVERBRAUCH VON ACKERSCHLEPPERN - LITERATURÜBERSICHT

Untersuchungen zum Kraftstoffverbrauch von Ackerschleppern können einerseits in Messungen und Berechnungen unterteilt werden, andererseits lassen sich Verfahren zur Betrachtung des Gesamtschleppers und Verfahren zur Betrachtung von Einzelkomponenten unterscheiden. Bei Letzteren steht meist der Wirkungsgrad der jeweiligen Komponente im Vordergrund der Untersuchung. Da sich dieser direkt auf den Verbrauch auswirkt und die Kennlinien des grundlegenden Verhaltens dieser Einzelkomponenten für die Erstellung des Gesamtmodells unabdingbar sind, werden in diesem Kapitel sowohl die wesentlichen Gesamt- als auch Teilbetrachtungen aufgeführt. Des Weiteren werden die verschiedenen Messeinrichtungen für den Kraftstoffverbrauch vorgestellt.

3.1 Messeinrichtungen für den Kraftstoffverbrauch

Messeinrichtungen für den Kraftstoffverbrauch werden aus zwei Gründen installiert. Zum Einen für Stationärmessungen an einer Motorbremse zur Bestimmung eines genauen Verbrauchskennfeldes bzw. des Motordurchschnittsverbrauchs, zum Anderen zur Messung des Verbrauchs während der Feldarbeit. Im zweiten Fall wird der Verbrauch nicht nur vom Motor, sondern auch vom Getriebe, Antriebsstrang, Laufwerk, Arbeitsgerät und Umgebung (z.B. Boden) sowie weiteren Parametern beeinflusst.

Bei der Messung des Kraftstoffverbrauchs im Stationärversuch kann der Kraftstoffverbrauch gravimetrisch bestimmt werden, indem er aus einem Tank von einer Waage entnommen wird, und sich somit aus der Gewichtsabnahme der momentane Verbrauch ergibt. Wenn kein vollständiges Motorkennfeld (Kapitel 3.3.1), sondern lediglich ein Durchschnittswert zu bestimmen ist, spielt neben der Erfassung der physikalischen Größe auch das Berechnungsverfahren für den Wert anhand definierter Verbrauchspunkte im Motorkennfeld eine wichtige Rolle. Die Verfahren nach der ISO- und OECD-Norm bzw. von der FAT werden von Krahl und Rinaldi vorgestellt [22; 34], Bild 2.

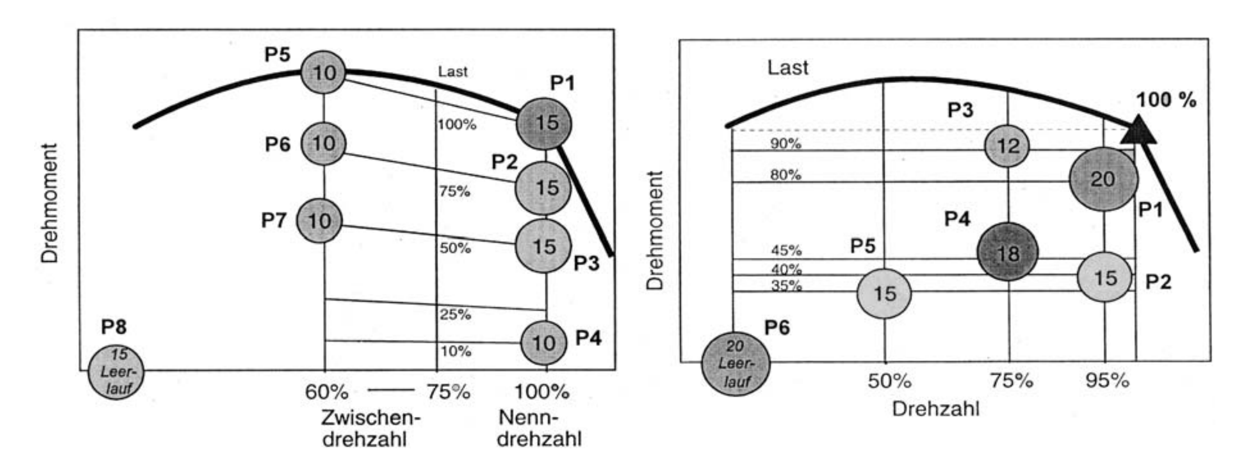


Bild 2: ISO 8178 8 Stufen-Test (links) und FAT 6 Stufen Test (rechts) für die Bestimmung des Durchschnittsverbrauchs, die Zahlen in den Kreisen stehen für die Gewichtung der einzelnen Punkte im Kennfeld [35]

Der mobile Einsatz erfordert volumetrische Messsysteme, die den massebezogenen Verbrauch mit Hilfe der Kraftstofftemperatur zur Bestimmung der Dichte messen. Es bieten sich dabei zwei Möglichkeiten an. Entweder werden das Volumen von Pumpenzu- und -rücklauf sowie beide Temperaturen bestimmt, oder der Rücklauf wird dem Zulauf wieder zugeführt, nachdem das Volumen bestimmt wurde. Dieser Aufbau erfordert eine zusätzliche Kraftstoffkühlung, da es sonst zu einer Überhitzung des Kraftstoffes kommt. Als kostengünstige, jedoch wenig genaue Alternative wird auch ein Tanksensor angeboten, der die Füllstandhöhe bestimmt. Ein besonders elegantes Verfahren zur Verbrauchsbestimmung bei modernen Motoren mit elektronisch geregelter Einspritzung ist die Nutzung des schleppereigenen Sollwertes für Einspritzmenge, -dauer und -zeitpunkt. Diese Methode bedingt zwar den Zugriff auf das CAN-Bus-Signal, besitzt aber eine hohe Genauigkeit [36] und erfordert keine konstruktiven Umbaumaßnahmen am Schlepper. Eine Übersicht über gängige Verfahren zur Verbrauchsmessung liefert Wörz [37].

Ein Messsystem zur Erfassung des positionsbezogenen Kraftstoffverbrauchs wird von Domsch vorgestellt [38]. Der mit GPS ausgestattete Schlepper hat ein volumetrisches Messsystem in der Kraftstoffleitung, die Kraftstofftemperatur zur Umrechnung wird jeweils am Anfang und am Ende einer Überfahrt gemessen. Verbrauchsschwankungen führt Domsch stärker auf Bodenunterschiede als auf Steigungen und Gefälle im Gelände zurück, obgleich keine Zugkraftmessung vorliegt. Für eine praxistaugliche Messung durch die Landwirte schlägt er eine Unterstützung durch die Schlepperhersteller vor, die ein System vergleichbar

mit der Ertragskartierung am Mähdrescher aufbauen könnten. Auch Schutte führt neben Versuchen zur Zugkraftkartierung eine Kartierung des Kraftstoffverbrauchs durch [36]. Dazu wird keine nachgerüstete Messeinrichtung, sondern das CAN-Bus-Signal genutzt. Es zeigt sich eine starke Korrelation zwischen Zugkraftbedarf und Kraftstoffverbrauch je Fläche. Neben diesen Versuchen an Ackerschleppern wurden von Wörz Messungen bei einem Feldhäcksler durchgeführt [37]. Es wurde eine volumetrische Messeinrichtung mit Wärmetauscher zur Kühlung des Rücklaufs verwendet. Ferner liegen Messungen des mit der identischen Messeinrichtung ausgestatteten Hohenheimer Versuchsmähdreschers vor [39].

Die DLG nutzt ein Messsystem, um den Verbrauch bei exakt definierten Feldarbeiten zu bestimmen [40]. Mit einem Bremsfahrzeug wird der Schlepper über die Zapfwelle, die Hydraulik und Zugkraft entsprechend dem Feldeinsatz belastet. Der beim Ziehen auf der Straße geringere Schlupf kann durch eine etwas höhere Fahrgeschwindigkeit simuliert werden. Die so erhaltenen Ergebnisse ermöglichen den Vergleich unter quasi identischen Bedingungen für unterschiedliche Schlepper und verschiedene Arbeiten. Das Verhalten des Laufwerks, welches schlepperabhängig abweichende Schlupfwerte bedingen würde, kann dabei nicht dargestellt werden.

3.2 Verbrauchsmodelle für Ackerschlepper

Neben den in den folgenden Kapiteln beschriebenen, theoretischen Grundlagen zur Beschreibung der Wirkungsgrade der einzelnen Komponenten des Antriebsstrangs liegen auch verschiedene Gesamtmodelle zur Verbrauchsberechnung vor. Die Vielzahl dieser Modelle verglichen mit der relativ kleinen Anzahl an Messungen ist durch den hohen Aufwand und die verhältnismäßig geringe Reproduzierbarkeit der Messungen im Vergleich zu unterschiedlichen Modellansätzen begründet.

Die in Deutschland gebräuchlichsten Verbrauchswerte für unterschiedliche Arbeiten basieren auf dem vom KTBL genutzten Modell. Grundlagen dieser Berechnungsmethode wurden bereits im Jahr 1983 vorgestellt [3; 41-43]. Die für die aktuellen Verbrauchsberechnungen genutzte „Datenbank für Kosten und Zeitbedarf in der Pflanzenproduktion“ wurde vom KTBL-Arbeitsprogramm „Kalkulationsunterlagen“ entwickelt und wird ständig fortgeschrieben [44].

Bereits in diesem KTBL-Modell wird für das Bearbeiten einer Fläche ein Arbeits- bzw. Energiebedarf angegeben, aus dem sich abhängig von Getriebe- und Motorwirkungsgrad der Kraftstoffverbrauch berechnen lässt. Heute wird dabei auch der Teillastbetrieb von Motoren berücksichtigt, bei dem der Motorwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Auslastung variiert [4]. Die Ergebnisse dieses Modells stellen praxisnahe Verbrauchswerte dar, allerdings treten bei dem Berechnungsverfahren einige Ungenauigkeiten bei speziellen Untersuchungen auf, die in Kapitel 6.1 näher untersucht werden.

In etwa vergleichbar mit dem Verfahren des KTBL ist das Vorgehen der ASAE (American Society of Agricultural Engineering) zur Ermittlung von Faustwerten [45; 46]. Der Teillastbereich der Motoren wird anhand einfacher Gleichungen relativ genau betrachtet, allerdings ohne das Motorkennfeld als solches abzubilden. Lediglich Fahrzustände wie Halblast und Volllast können untersucht werden. Auch dieses Modell liefert praxisnahe Ergebnisse, einzelne Einflussfaktoren lassen sich jedoch nur eingeschränkt untersuchen.

Das von Schulz im Jahr 1983 vorgestellte Modell [47] berücksichtigt bereits die Fahrzeuggeometrie und den Hebelarm der Radlast [48] bei der Achslastberechnung, ein Motorkennfeld und den Getriebewirkungsgrad sowie den geschwindigkeitsabhängigen Zugwiderstand der Geräte und das bis heute aktuelle Triebkraftverhalten für Reifen auf nachgiebigem Boden. Damit stellt dieses Modell in den 80er Jahren den detailliertesten Ansatz dar und ist auch den Modellen der Folgezeit an Genauigkeit und Darstellungsmöglichkeiten überlegen. Ohne entsprechende Rechnerleistung sind die Berechnungsverfahren jedoch zeitaufwändig und fehlende Gleichungen zur Darstellung aller Eingangsdaten, wie beispielsweise vom Motorkennfeld, machen das Ablesen aus Tabellen oder von Kurven notwendig. Das Modell wurde nicht weiterverfolgt, zur Ermittlung der Faustzahlen wurden vereinfachte Verfahren genutzt. Bis auf wenige Abweichungen und Erweiterungen der Teilgleichungen ist das Berechnungsverfahren bis heute aktuell.

Ein weiterer Ansatz zur Verbrauchsermittlung wird von Kalk durchgeführt [49]. Bei diesem stark vereinfachten Verfahren wird der Kraftstoffverbrauch für unterschiedliche Arbeiten durch Polynome zweiten Grades an Messwerte angepasst. Dabei wird für Bodenbearbeitung jeweils eine reine Tiefenabhängigkeit, für andere Arbeiten eine Weg- bzw. Mengenabhängigkeit angegeben. Es werden keine schlepperseitigen Parameter berücksichtigt und die Glei-

chungen nicht über bekannte physikalische Ansätze belegt. Einflüsse von Einstellungen am System Schlepper/Gerät können nicht dargestellt werden.

Schrogl stellt kein komplettes Modell für den Verbrauch vor, sondern zeigt die wesentlichen Einflussfaktoren sowie die zugehörigen Reduktionspotenziale und gibt Hinweise für verbrauchsminimiertes Fahren [50]. Vorrangig nennt er die Optimierung des Laufwerkwirkungsgrades durch richtige Bereifung und die hohe Auslastung des Motors durch richtige Kombination von Schlepper und Gerät. Auch Steinkampf stellt ähnliche Überlegungen mit vergleichbaren Aussagen an [51] und weist auf fehlende Daten im Bereich der selbstfahrenden Arbeitsmaschinen hin.

Kutzbach zeigt ein Berechnungsverfahren, welches zur Minimierung des Arbeitsbedarfs zum Bearbeiten einer Fläche dient [52]. Dabei werden der Zugwiderstand der Geräte und das Laufwerksverhalten für unterschiedliche Böden untersucht. In den resultierenden Übersichtsbildern wird der Vorteil von langsamer Fahrt mit breiten Geräten deutlich, der sich insbesondere durch die kürzere Fahrstrecke auf dem Feld und folglich geringerer Rollarbeit begründet.

Harnisch stellt ein detailliertes Fahrzeugmodell für Militärfahrzeuge vor, mit dem auch der Leistungsbedarf und der daraus folgende Verbrauch nachgebildet werden können [53]. Es ist allerdings vorrangig zur Nutzung in Fahrsimulatoren entwickelt worden und daher nur eingeschränkt zur Untersuchung von einzelnen Einflussfaktoren auf den Kraftstoffverbrauch geeignet. Das zugrunde liegende Reifenmodell ist in Kapitel 3.5.2 näher beschrieben.

Ein weiteres Modell zur Verbrauchsberechnung stützt sich auf stark vereinfachte Gleichungen mit dem Hintergrund, Aussagen über Energiebilanzen und Gesamtemissionen aus der Landwirtschaft in Kanada abzuschätzen [54]. Zur Untersuchung einzelner Einflussparameter bildet es das Verhalten der Maschine jedoch nicht ausreichend genau ab.

Seeger stellt ein Simulationsmodell für Ackerschlepper vor [55], mit dem das Verhalten auf dem Feld nachgebildet werden kann. Es wurde anhand von Prüfstandsmessungen validiert und parametrisiert. Ziel ist die anschließende Nutzung dieser Daten für ein Traktormanagement, mit dem der Gesamtwirkungsgrad des Fahrzeugs optimiert werden kann. Schwerpunkt dieses Modells sind Motor und Getriebe. Wichtiger als die Wirkungsgrade der Einzelkompo-

nenten ist nach Seeger die Wahl des optimalen Betriebspunktes, der bei hoher Motorauslastung und abgesenkter Drehzahl liegt.

Sitkei stellt die wesentlichen Betriebsparameter anhand weniger Gleichungen zusammen und zeigt das grundsätzliche Verhalten zur Optimierung der Schleppernutzung [56]. Dabei geht er zwar nicht direkt auf den Kraftstoffverbrauch ein, dennoch verfolgt die Optimierung der Wirkungsgrade schlussendlich dieses Ziel. Die zusammenfassenden Ergebnisse haben zum Teil noch Gültigkeit, manche Punkte sind allerdings fraglich und stehen im Widerspruch zu anderen Artikeln.

Ein Simulink-Modell für den Antriebsstrang und das Laufwerk zur Untersuchung des Einflusses von Differenzialsperren und Allradantrieb wird von Verschoore und Duquesne vorgestellt [57-59]. Dabei steht der Einfluss von unterschiedlichen Triebkraftbedingungen an den Rädern und von der Hangneigung im Vordergrund. Mit dem Modell wird auch der Effekt eines geregelten Differenzials dargestellt. Vorteile lassen sich damit durch Optimierung des Schlupfes an allen Rädern in Bezug auf Zugkraft und Bodenschonung erzielen. Außerdem kann der Wenderadius bei Kurvenfahrt verbessert werden. Die gezeigten Vorteile beim Wirkungsgrad werden jedoch bei Extrembedingungen, also bei hohen Schlupfwerten gezeigt. Die Übertragung auf bessere Triebkraftbedingungen zur Verallgemeinerbarkeit der Ergebnisse gilt es daher noch zu prüfen.

Die vorliegenden Modelle unterscheiden sich stark in Ihrer Komplexität und zum Teil in den grundlegenden Berechnungsverfahren. In der Regel sind die Ergebnisse realistisch, allerdings schwanken die Verbrauchswerte in der Praxis sehr stark, weshalb die berechneten Werte meist innerhalb des großen Streuungsbereichs der Messwerte von Feldversuchen liegen. Der Bezug zu physikalischem Verhalten ist stets abhängig von der Zielsetzung der einzelnen Modelle. Bei der Berechnung von Faustzahlen sind sie möglichst einfach gehalten und häufig empirisch, zur Untersuchung einzelner Einflussfaktoren wurden die betroffenen Teile genauer abgebildet. Keines der Modelle stellt allerdings das ganze System so gut dar, dass alle Einzelparameter detailliert untersucht werden können. In den folgenden Kapiteln werden unterschiedliche Teilmodelle erläutert, die die Wirkungsgrade der einzelnen Komponenten des Antriebsstrangs bzw. den Zugkraftbedarf von Geräten genauer beschreiben.

3.3 Motor

Moderne Motoren landwirtschaftlicher Fahrzeuge, fast ausschließlich Dieselmotoren, haben auf hohem technischen Niveau immer mehr Gemeinsamkeiten mit direkt einspritzenden Dieselmotoren anderer Fahrzeugarten, gekennzeichnet durch die folgenden Entwicklungstendenzen [60]:

Aufladung, niedrige Nenndrehzahlen (um 2000 - 2500 1/min)
Hochdruckeinspritzung (>1000 bar), zunehmend elektronisch
mehr als zwei Ventile pro Zylinder
Bestverbrauch b_e< 200 g/kWh
reduzierter Wartungsaufwand
sehr geringe Schadstoffemissionen
Leichtbau, Geräuschreduzierung

Neben den Systemen mit Reihen- und Verteilereinspritzpumpen gewinnen auch solche mit Pumpe-Leitung-Düse und Pumpe-Düse an Verbreitung [61]. Vereinzelt sind auch Traktoren mit Common-Rail Einspritzung zu finden [62]. Durch die elektronische Regelung der Einspritzung werden die Minderung von Emissionen, die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und eine optimierte Leistungscharakteristik ermöglicht [63].

Als Folge der elektronischen Motorsteuerung kann für bestimmte Einsätze die Motorleistung erhöht werden. Insbesondere bei Zapfwellen- und Transportarbeiten, bei denen der Antriebsstrang nicht voll ausgelastet ist, wird diese als „Power Boost“ bezeichnete Zusatzleistung genutzt. Das ist möglich, da die Motoren aufgrund des geforderten Konstantleistungsbereichs bei hohen Drehzahlen elektronisch begrenzt sind und so die maximale Leistung über die Motorsteuerung zeitweise verfügbar gemacht werden kann.

Der Kraftstoffverbrauch von Motoren wird stark durch die Auslastung des Motors und den Betriebspunkt im Motorkennfeld beeinflusst. Die durchschnittliche Auslastung der Schleppermotoren über die gesamte Laufzeit ist relativ gering. Eine Umfrage in Baden Württemberg ergab für Grünland- und Ackerbaubetriebe nur Werte zwischen 11 % und 32 % [64]. Dazu wurde der Jahreskraftstoffverbrauch auf die Gesamteinsatzzeit der Schlepper und die vorhandene Schlepperleistung bezogen. Die geringen Auslastungen begründen sich daher einerseits durch den großen Anteil an Leerlaufbetrieb (Auslastung < 3 %) und durch die für manche Arbeiten benötigte Maximalleistung, die für den Einsatz eines Schleppers auf dem Betrieb

entscheidend ist und folglich für eine eher zu große Motordimensionierung sorgt. Beim Schleppereinsatz durch Lohnunternehmer muss von deutlich höheren Auslastungswerten ausgegangen werden, da der Schlepper mit optimaler Wirtschaftlichkeit genutzt werden muss.

3.3.1 Darstellung des Motorkennfeldes

Im Motorkennfeld von Dieselmotoren werden neben der Volllast- und der Abregelkennlinie auch die Linien gleichen Kraftstoffverbrauchs dargestellt, so dass alle für den Verbrauch relevanten Daten aus einem Schaubild abgelesen werden können. Eine Übersicht über das grundsätzliche Motorenverhalten gibt Schulz [65-67]. Dabei geht er neben den technischen Ursachen für die Form der Volllastkurve und der Linien gleichen Kraftstoffverbrauchs (Muscheldiagramm) auch auf die Auswirkungen unterschiedlicher Charakteristika für verschiedene landwirtschaftliche Einsatzgebiete ein. Neben den genannten Kennfeldern sind Darstellungen anderer Emissionen, wie HC, CO oder NO_x, in vergleichbarer Darstellung seltener genutzt, grundsätzlich aber genauso möglich [34; 68].

Eine Betrachtung des Kennfeldes ist auch für die Modellierung des Motors bezüglich des Wirkungsgrades sinnvoll. So kann anhand von Gleichungen bei bekannter Drehzahl und Auslastung der Wirkungsgrad bzw. der spezifische Verbrauch berechnet werden. Zwar ist für die Optimierung des Verbrennungsprozesses auch eine genaue Modellierung der Vorgänge im Motor möglich [69], allerdings sind solche Modelle für Motoren sehr komplex und von der Kennfeldsteuerung abhängig, so dass die Aussagen kaum verallgemeinerbar sind. Daher werden in diesem Kapitel die wesentlichen Ansätze zur mathematischen Beschreibung des Kennfeldes aufgeführt.

Wang [70] stellt eine Gleichung zur Darstellung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs b_{eM} in Abhängigkeit von Motordrehzahl n_M und Motormoment M_M in Abhängigkeit von 7 Parametern m_1 bis m_7 vor, Gleichung (1).

$$b_{eM} = m_1 \cdot n_M + m_2 \cdot n_M^2 + m_3 \cdot n_M^3 + m_4 \cdot n_M \cdot M_M + m_5 \cdot n_M^2 \cdot M_M + m_6 \cdot n_M^3 \cdot M_M + m_7 \cdot n_M \cdot M_M^2 \qquad (1)$$

Mit dieser Gleichung werden gute Übereinstimmungen mit dem gemessenen Motorkennfeld realisiert, ein Vergleich ist in Bild 3 dargestellt. Außerdem kann anhand der Gleichung die optimale Arbeitskurve (das verbrauchsminimale Drehzahl-Drehmoment-Verhältnis) numerisch berechnet und anschließend linear genähert werden, um Daten zur Optimierung mittels einem Motor-Getriebe-Management zu erhalten.

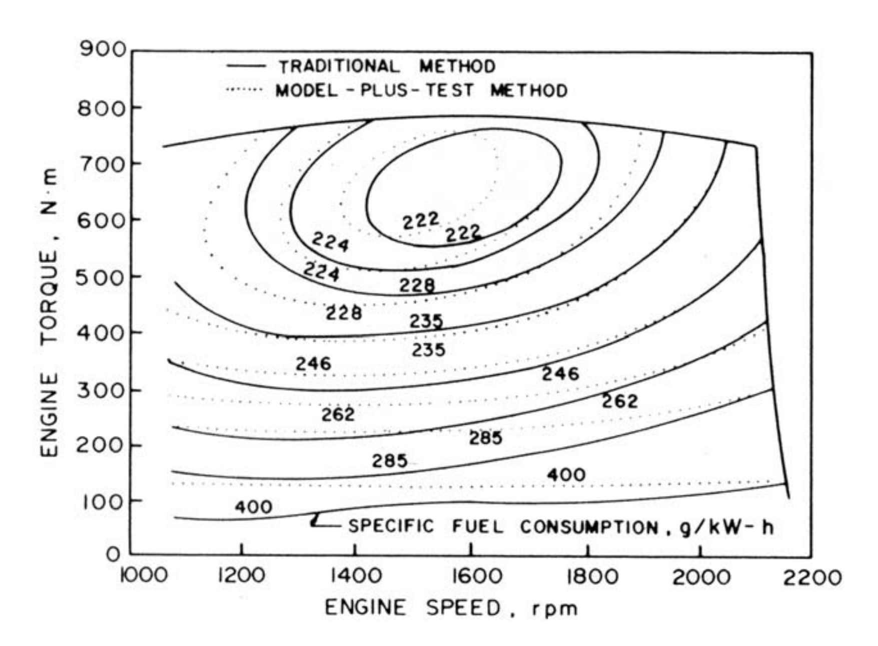


Bild 3: Motorkennfeld eines Ackerschleppermotors, modelliert und gemessen [70]

Gleichung (1) wurde von Souza [71] um zwei Parameter reduziert ohne nennenswert an Genauigkeit zu verlieren, und zur Berechnung des Motorwirkungsgrades η_M genutzt, wie in Gleichung (2) dargestellt. Der Motorwirkungsgrad η_M ergibt sich aus dem Kehrwert des spezifischen Verbrauchs b_{eM} multipliziert mit einem vom unteren Heizwert des Kraftstoffs abhängigen Faktor.

$$\eta_M = m_1 + m_2 \cdot M_M + m_3 \cdot n_M + m_4 \cdot M_M{}^2 + m_5 \cdot n_M{}^2 + m_6 \cdot n_M \cdot M_M \qquad \textbf{(2)}$$

Für diese Gleichung kann die optimale Arbeitskurve als optimales Verhältnis von Drehmoment M_M und Drehzahl n_M wie in Gleichung (3) angegeben werden.

$$2 \cdot m_4 \cdot M_M{}^2 + m_2 \cdot M_M - \left(2 \cdot m_5 \cdot n_M{}^2 + m_3 \cdot n_M\right) = 0 \qquad \textbf{(3)}$$

Um die optimale Arbeitskurve einem Motormanagement zugänglich machen zu können, folgt aus dieser quadratischen Gleichung das optimale Drehmoment M_{opt} in Abhängigkeit von der Motordrehzahl n_M, wie in Gleichung (4) dargestellt.

$$M_{opt} = \frac{-m_2 \pm \sqrt{m_2^2 + 8 \cdot m_4 \cdot \left(2 \cdot m_5 \cdot n_M^2 + m_3 \cdot n_M\right)}}{4 \cdot m_4} \qquad \textbf{(4)}$$

Auch Rinaldi verwendet Gleichung (2) zur Näherung der Messpunkte [72]. Der verfolgte Ansatz ist die Reduzierung der Vielzahl von Messwerten zur Bestimmung des Motorkennfeldes auf die Punkte der Volllastkurve zuzüglich weniger Messpunkte im Teillastbereich, wie sie beispielsweise von den Messzyklen der FAT oder aus dem ISO-Test zur Verfügung stehen, Bild 2. Trotz der reduzierten Anzahl von Messpunkten zeigt Rinaldi nahezu identische Parameter für die Näherungsgleichung wie bei der Nutzung von insgesamt 100 Punkten gleichmäßig verteilt über das Motorkennfeld. Auch Brunnhuber führt eine genaue Messung eines Motorkennfeldes durch und nähert die Gleichung einerseits an alle Punkte und andererseits an wenige ausgewählte Punkte, vergleichbar mit denen Rinaldis, um die Unterschiede bei den Näherungen zu ermitteln [73]. Dabei zeigt sich jedoch eine bessere Übereinstimmung für die größere Anzahl von Punkten. Die Unterschiede bei der Übereinstimmung sind abhängig vom jeweiligen Kennfeld. Folglich bleibt bei einem Motorkennfeld aus wenigen Messpunkten eine Unsicherheit bei der Übereinstimmung bestehen. Für das in Kapitel 4 vorgestellte neue Schleppermodell wird das Motorkennfeld mit der Gleichung von Souza und Rinaldi nachgebildet, um den spezifischen Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment berücksichtigen zu können. Die Parametrisierung der Gleichung kann durch Näherung an die von Brunnhuber gemessenen Verbrauchswerte im Teillastbereich des Kennfelds erfolgen.

Ein weiterer Vorteil der Nutzung von Gleichungen ist ein stetiges Motorverhalten über den gesamten Bereich des Motorkennfeldes, durch das bei der weiteren Modellierung ein unstetiges Verbrauchsverhalten verhindert wird, welches die Interpretation der Ergebnisse erschwert. Außerdem kann für vorhandene Lastkollektive [34; 72] der für bestimmte Arbeiten aus einem Motorkennfeld resultierende Kraftstoffverbrauch berechnet werden. Solche Lastkollektive liegen für unterschiedliche Arbeiten vor [74]. Für die Bodenbearbeitung ist ein solches Lastkollektiv in Bild 4 dargestellt.

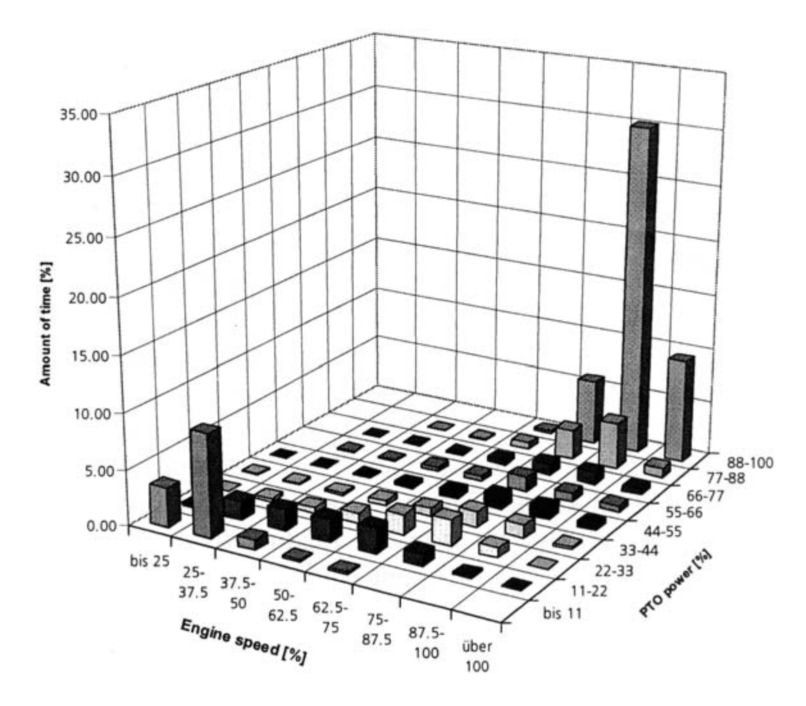


Bild 4: Lastkollektiv für einen Schleppermotor bei der Bodenbearbeitung [74]

Die Messung solcher Lastkollektive beim Feldeinsatz ist nur mit Schleppern möglich, die mit einer Drehmomentmesseinrichtung ausgestattet sind. Da der Einbau einer Drehmomentmesswelle in einen Ackerschlepper relativ aufwändig ist, wurde auch die Abgastemperatur als Kenngröße für das Drehmoment untersucht [75]. Da diese Temperatur auch eine Abhängigkeit von der Drehzahl zeigt, wird diese zur Korrekturrechnung benötigt, um ein auf 10 % genaues Ergebnis zu erhalten. Eine weitere Möglichkeit bei modernen Ackerschleppern ist die Nutzung des CAN-Bus-Signals der Drehzahl und des Momentanverbrauchs. Bei der nachgewiesenen Genauigkeit des Kennfeldes [36; 73] kann bei bekanntem spezifischen Verbrauch ein eindeutiger Drehmomentwert zugewiesen werden. Die Genauigkeit dieses Verfahrens ist bei bekanntem Motorkennfeld und entsprechender Auswertemöglichkeit genauer als das Ergebnis aus der Abgastemperatur. Bei Zugriff auf das CAN-Signal sind zudem keine konstruktiven Umbaumaßnahmen nötig, weshalb das Verfahren relativ kostengünstig realisiert werden kann.

3.3.2 Leistungsbedarf der Nebenaggregate

Die vom Motor abgegebene Leistung kann nicht vollständig für den Antrieb des Fahrzeugs und der Geräte genutzt werden, da Nebenaggregate einen Teil der Leistung benötigen. Das sind insbesondere Kühlwasserpumpe, Viskolüfter, Drehstromgenerator (Lichtmaschine),

Ölpumpe, Luftkompressor, Klimakompressor und eine Lenkhilfepumpe [68]. Diese Nebenaggregate sind heute fast ausnahmslos in jedem modernen Ackerschlepper eingebaut, werden zum Teil aber bereits bei der Ermittlung des Kennfeldes berücksichtigt. Der Leistungsbedarf der einzelnen Komponenten ist stark motorleistungsabhängig und fahrzeugspezifisch unterschiedlich, er liegt insgesamt zwischen 2 % und 10 % der Motornennleistung. Da die Motorkennfelder häufig an der Zapfwelle bei eingebautem Motor gemessen werden, ist in diesen der Wirkungsgradverlust bzw. Mehrverbrauch durch die Nebenaggregate bereits enthalten, insofern diese im Arbeitseinsatz des Schleppers den gleichen Leistungsbedarf haben wie bei der Motorleistungsmessung. Außerdem muss der Zapfwellenwirkungsgrad gemessen oder geschätzt werden, um das Kennfeld bezogen auf die Getriebeeingangsleistung zu erhalten.

Um die einzelnen Nebenaggregate für den Kraftstoffverbrauch korrekt zu berücksichtigen, müssen Aussagen zu diesen getroffen werden. Während die Kühlwasserpumpe im Dauerbetrieb bei Nenndrehzahl eine konstante Leistung benötigt, schaltet der Viskolüfter temperaturabhängig zu. Folglich ergibt sich bei hohen Außentemperaturen und langsamer Fahrt eine Mehrleistung für den Viskolüfter, auf die Gesamtzeit verteilt ist diese allerdings relativ gering. Die Lichtmaschine erfordert eine ladestromabhängige Leistung von ca. 4 kW, die wiederum vom elektrischen Leistungsbedarf des Schleppers abhängt. So ist bei eingeschalteter Beleuchtung des Fahrzeugs der Verbrauch hierdurch etwas größer, dieser Anstieg ist verglichen mit dem Gesamtleistungsbedarf allerdings vernachlässigbar gering. Der Luftkompressor für die Bremsanlage ist druckgeregelt und bedingt somit nur bei Druckabbau durch Bremsungen einen höheren Leistungsbedarf. Bei der Feldarbeit ist er somit kaum von Bedeutung, nur bei der Straßenfahrt tritt ein etwas größerer Leistungsbedarf hierfür auf.

Von größerer Bedeutung hingegen ist der Leistungsbedarf der Ölpumpe, der wiederum von dem in Kaptitel 3.7.3 beschriebenen hydraulischen Leistungsbedarf der Geräte und des Krafthebers abhängt. Bei bekanntem hydraulischen Leistungsbedarf kann unter Berücksichtigung der Verluste in den Leitungen und Ventilen sowie dem Pumpenwirkungsgrad die hierfür erforderliche Motorleistung berechnet werden. Da während den Motorleistungsmessungen von Brunnhuber kein Ölverbraucher betrieben wurde, ist die Pumpenleistung im Motorkennfeld (Getriebeeingangskennfeld) nicht berücksichtigt [73]. Folglich entsteht bei Berücksichtigung der Pumpleistung über den hydraulischen Leistungsbedarf kein systematischer Fehler.

Einen weiteren besonderen Punkt für den Leistungsbedarf stellt der Klimakompressor dar. Er kann vom Fahrer zugeschaltet werden und benötigt bis zu 5 kW Leistung. Bei einem ohne Klimakompressor gemessenen Motorkennfeld verschiebt sich der Betriebspunkt dann hin zu größerem Drehmoment. In einem Fahrzeugmodell kann so die Klimaanlage berücksichtigt werden, aber auch ohne Modell lässt sich der Mehrverbrauch bei bekanntem Leistungsbedarf des Kompressors durch Multiplizieren mit dem durchschnittlichen spezifischen Verbrauch ohne großen Fehler angeben. Dieser liegt in etwa bei 1 l pro Stunde und ist somit nicht unerheblich, aus Komfortgründen wird ein Verzicht auf die Klimaanlage zur Kraftstoffersparnis jedoch nicht umsetzbar sein.

3.4 Einfluss von Getriebeart und Konstruktion

In diesem Kapitel soll der Einfluss der Schaltgetriebe zur Wahl des Übersetzungsverhältnisses zwischen Motor und Antriebsstrang auf den Kraftstoffverbrauch beschrieben werden. Die Auswirkungen von Endantrieben und Verteilergetrieben können nur mit einem genauen Modell durchgeführt werden, welches auch die Laufwerkseigenschaften, Radlastverteilung und viele weitere Schlepperparameter berücksichtigt. Daher können solche Untersuchungen erst mit dem in Kapitel 4 vorgestellten Modell genauer durchgeführt werden.

Die Entwicklung von Schaltgetrieben in Ackerschleppern reicht von sehr einfachen Vier- oder Achtganggetrieben bei den ersten Ackerschleppern über Vielganggetriebe mit bis zu 72 Gängen, teilweise lastschaltbar oder als Automatikgetriebe, bis hin zu stufenlosen Getrieben der neuesten Generation einschließlich eines Motor-Getriebe-Managements [60; 76; 77]. Auch Fahrgeschwindigkeiten von 50 km/h, in Ausnahmefällen sogar höher, und die Übertragung der gestiegenen Motorleistung müssen realisiert werden. Diese Anforderungen machen die modernen Schleppergetriebe zu einem der fortschrittlichsten Bauteile der Traktoren, die Technik wird inzwischen auch im Bereich anderer Nutzfahrzeuge diskutiert [78]. Reiter zeigt den weitergehenden Trend zu komfortableren Getrieben mit Lastschaltung und zunehmend auch Leistungsverzweigung in stufenlosen Getrieben bei Großschleppern [79]. Bei kleineren Maschinen setzt sich dieser Trend jeweils etwas später durch, da die hohen Entwicklungskosten stärker ins Gewicht fallen. Trotz dieser fortschreitenden Entwicklung werden in weniger stark industrialisierten Ländern auch die einfacheren Bauformen ihre Bedeutung behalten, so dass auch diese für die Wirkungsgradbetrachtung von großem Interesse sind [5].

3.4.1 Schaltgetriebe

Trotz der großen Bedeutung der Schleppergetriebe wurden nur wenige ausführliche Messungen zum Wirkungsgrad veröffentlicht. Eine umfassende theoretische Betrachtung der unterschiedlichen Verluste sowie eine detaillierte Messung der Wirkungsgrade für ein Getriebe wurden von Reiter [80] durchgeführt. Grundsätzlich lässt sich die Verlustleistung in lastabhängige Verzahnungs- und Lagerverluste und eine nicht lastabhängige Leerlaufverlustleistung unterteilen. Letztere wiederum beinhaltet Planschverluste bei Tauchschmierung, Ölbeschleunigung bzw. Umlenkung und Ventilation. Am Getriebe ist eine gesonderte Untersuchung dieser einzelnen Verluste jedoch nicht möglich. Mit den theoretischen Erkenntnissen kann eine Berechnung eines bekannten Getriebekonzeptes durchgeführt werden, das tatsächliche Verhalten muss jedoch durch Messungen bestätigt werden. Anhand dieser Messungen wurde für jeden Gang ein Getriebekennfeld erstellt, welches den Wirkungsgrad bei dem jeweiligen Betriebspunkt zeigt, Bild 5. Die obere Grenzkurve ist durch das maximale Motordrehmoment definiert.

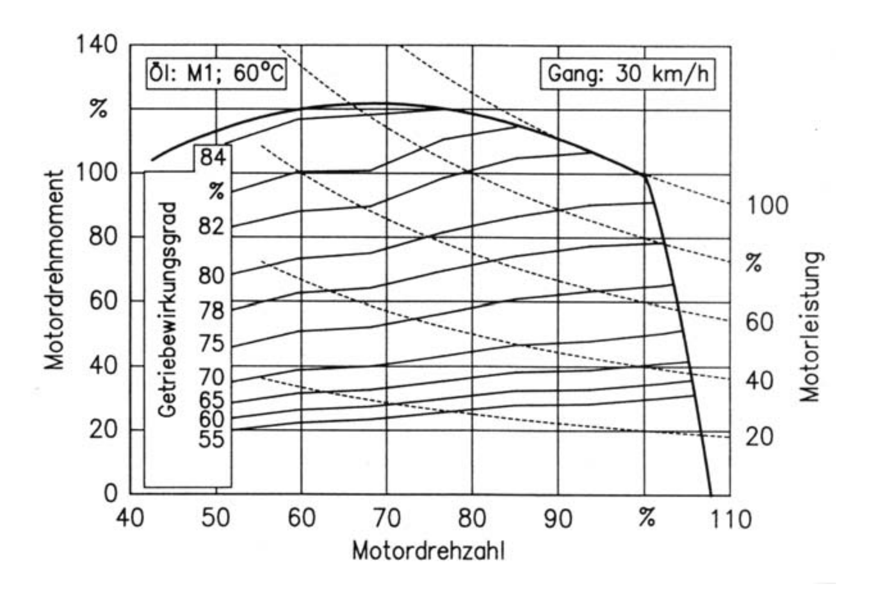


Bild 5: Getriebekennfeld nach Reiter [80]

Um das Kennfeld mathematisch zu beschreiben, werden vereinfachte Gleichungen zur Beschreibung der Verluste genutzt. Dazu werden die Verluste in das Leerlaufverlustmoment M_{V0}, welches auch die Schleppleistung von nassen Bremsen und Kupplungen beinhaltet, und das lastabhängige Verlustmoment M_{VL} aufgeteilt, die mit den Gleichungen (5) und (6) beschrieben werden können.

$$M_{V0} = A_0 + A_1 \cdot n_M \qquad \textbf{(5)}$$

$$M_{VL} = B_0 + B_1 \cdot n_M + B_2 \cdot M_M \qquad \textbf{(6)}$$

Die Koeffizienten A und B sind dabei getriebe- und gangspezifisch, wobei für große Gänge zusätzlich ein leichter quadratischer Einfluss der Drehzahl auf M_{V0} hinzukommt. Der Getriebewirkungsgrad ergibt sich nach Gleichung (7).

$$\eta_{Getriebe} = 1 - \frac{M_{V0} + M_{VL}}{M_M} \qquad \textbf{(7)}$$

Für den Einfluss des Drehmoments zeigt sich eine Zunahme mit der Zahl der Zahneingriffe bei relativ großer Streuung, während der Einfluss der Drehzahl bei großen Gängen stärker ist als bei kleinen Übersetzungen. Dies ist durch die entsprechend langsamer drehenden Ausgangswellen begründet, bei denen dann kleinere Plansch- und Lagerverluste auftreten.

Nach Dubbel [81] sind die Verluste, welche im Getriebe auftreten, durch ein konstantes Widerstandsmoment (etwa 3% der maximal übertragbaren Leistung) in Form von Planschverlusten und durch Zahnreibungsverluste (gekennzeichnet durch den Zahnreibungsverlustgrad ς_{Zahn}), die etwa 1,5 % der übertragenen Leistung P je Zahneingriff betragen, bedingt. Diese etwas vereinfachte Aussage ist mit Reiters Berechnung vergleichbar, da nach Einsetzen von Gleichung (5) und (6) in Gleichung (7) der Wirkungsgrad lediglich von einem lastabhängigen und einem drehzahlabhängigen Widerstandsmoment bestimmt wird. Noch weiter wird der grundsätzlich gleiche Ansatz von Ryu vereinfacht [82]. Die Getriebeverluste werden in einen lastabhängigen Anteil vom übertragenen Moment und ein lastunabhängiges Widerstandsmoment aufgeteilt. Trotz Vernachlässigung der Drehzahl werden gute Übereinstimmungen mit Messungen erreicht, allerdings wurde der Einfluss von Drehzahlvariationen dabei auch nicht gesondert untersucht. Obwohl dieser Einfluss auch nach Reiter verhältnismäßig klein ist, sollte für eine genaue Betrachtung der Getriebeverluste nicht auf den Drehzahleinfluss verzichtet werden.

Für das in Kapitel 4 vorgestellte Schleppermodell wird das Getriebeverhalten entsprechend den Gleichungen von Reiter berücksichtigt, wobei noch Erweiterungen und Umformungen durchgeführt werden müssen, um die Gleichungen optimal mit dem Modell nutzen zu können.

3.4.2 Stufenlose Getriebe

Mit der Einführung stufenloser Getriebe gewann besonders die Frage nach dem Wirkungsgrad im Vergleich zu Schalt- und Lastschaltgetrieben an Bedeutung, da ein schlechterer Wirkungsgrad den Vorteil bei Komfort und Regelungsmöglichkeiten stark reduzieren würde. Durch den hydrostatischen Anteil bei der Leistungsverzweigung war die Vermutung größerer Verluste bei diesen Getrieben nahe liegend. Messungen von Lober, bei denen das stufenlose Getriebe eines Fendt Vario 926 mit einem lastschaltbaren Getriebe im gleichen Leistungsbereich verglichen wurde, konnten lediglich einen minimal schlechteren Wirkungsgrad für das stufenlose Getriebe bestätigen [83]. Die Feldleistung des stufenlosen Getriebes hingegen zeigt die mögliche Realisierung von bis zu 25 % höheren Durchschnittsgeschwindigkeiten [84]. Ursache hierfür sind bei sehr heterogenen Verhältnissen die bessere Anpassungsmöglichkeit der Getriebeübersetzung unter Last, die auch mit Lastschaltungen nicht so optimal genutzt werden kann. Ein Vergleich des Kraftstoffverbrauchs wurde bei dieser Untersuchung nicht durchgeführt. Durch die Korrelation zur benötigten Leistung ist bei vergleichbarem Wirkungsgrad zwar ein kleiner Verbrauchsvorteil bezogen auf die Fläche zu erwarten, allerdings nicht in dem Ausmaß wie bei der Flächenleistung.

Messungen von Getriebekennfeldern für ein hydraulisch mechanisch leistungsverzweigtes Getriebe des Typs HM8 der Firma Claas [55] zeigen mit zunehmendem hydraulischen Leistungsübertragungsanteil etwas geringere Wirkungsgrade als bei rein mechanischer Übertragung. Das grundsätzliche Verhalten bestätigt jedoch Reiters Ergebnisse und die Getriebekennfelder bei konstanter Übersetzung sind mit denen gestufter Getriebe vergleichbar.

Die Vorteile stufenloser Getriebe liegen folglich bei dem größeren Komfort und den überlegenen Automatisierungsmöglichkeiten, die bei Lastschaltgetrieben nur eingeschränkt möglich sind [85]. Beispiele solcher Automatisierungen sind ein Motor-Getriebe Management oder das „Fahrpedalfahren“, wobei vom Fahrer lediglich die gewünschte Geschwindigkeit über ein Pedal vorgewählt wird und der Schlepper Motordrehzahl und Getriebeübersetzung entsprechend anpasst. Das Wegfallen der Leistungslücken und das Abweichen vom optimalen Be-

triebspunkt des Motors durch suboptimale Übersetzungen sind gegenüber eng gestuften Getrieben vernachlässigbar gering, da die Motoren mit großem Konstantleistungsbereich mehr als eine Stufe im Getriebe kompensieren [86]. Vorteilhaft ist besonders die genau einstellbare Geschwindigkeit bei vorgegebener Zapfwellendrehzahl, insbesondere bei Pflegearbeiten. Aus diesen Gründen setzen sich die stufenlosen Getriebe, die inzwischen von den meisten Herstellern angeboten werden, trotz der höheren Kosten verstärkt gegenüber Schalt- und Lastschaltgetrieben durch.

Im neuen Modell können Stufenlosgetriebe entweder durch die Darstellung sehr vieler (im Modell $8 \cdot 6 \cdot 4 = 194$), extrem eng gestufter Gänge dargestellt werden, die beliebig gewählt werden können. Eine weitere Möglichkeit ist die Berechnung der optimalen Getriebeübersetzung mit dem Modell, um die Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch verglichen mit Stufengetrieben beurteilen zu können.

3.4.3 Verteilergetriebe und Endantriebe

Die Verluste in Verteilergetrieben und Endantrieben sind zwar verglichen mit dem Schaltgetriebe, den Motorverlusten und vor allem den Laufwerksverlusten mit wenigen Prozent verhältnismäßig gering, dürfen jedoch bei der Modellierung des Gesamtfahrzeugs nicht vernachlässigt werden. Grundlegende Berechnungsverfahren der Verluste bei den Planeten- oder Stirnradgetrieben der Endantriebe, sowie der Kegelradstufe beim Verteilergetriebe werden von Reiter gezeigt [80]. Die Verluste in der Vorderachse wurden von Brenninger ausführlich untersucht [87]. Insbesondere bei kaltem Öl und hohen Fahrgeschwindigkeiten treten beim Einsatz nasser Vollscheibenbremsen erhöhte Verluste auf. Im Feldeinsatz spielen diese Verluste jedoch eine untergeordnete Rolle und unter normalen Einsatzbedingungen kann der Wirkungsgrad der gesamten Vorderachse mit etwa 95 % angenommen werden.

3.5 Laufwerk und Ackerschlepperreifen

Das Traktionsverhalten der Reifen auf nachgiebigem Boden ist für den Kraftstoffverbrauch von entscheidender Bedeutung. Einerseits sind die Laufwerkwirkungsgrade mit Werten zwischen 30 % und 80 % vergleichsweise niedrig [88], andererseits schwanken sie je nach Arbeitsbedingungen sehr stark. Daher war das Reifen-Boden-Verhalten in der Vergangenheit Gegenstand zahlreicher Untersuchungen. Bereits in den 30er Jahren führte Meyer Untersu-

chungen zum Rollwiderstand bei Ackerwagen durch (Bild 6, links) [89; 90]. Mit zunehmender Mechanisierung der Landwirtschaft, und der damit verbundenen, stärkeren Verbreitung von Ackerschleppern als Zugmaschinen, gewann auch das Triebkraftverhalten der Räder an Bedeutung. Ersten Messungen folgte die Darstellung und Interpretation der Ergebnisse anhand von radlastbezogenen Kurven für die Triebkraft und den Rollwiderstand (Bild 6, rechts) [48; 91]. Die zahlreichen folgenden Messungen dienten als Grundlage für die Entwicklung von Vorhersagemodellen, die in Kapitel 3.5.2 beschrieben werden.

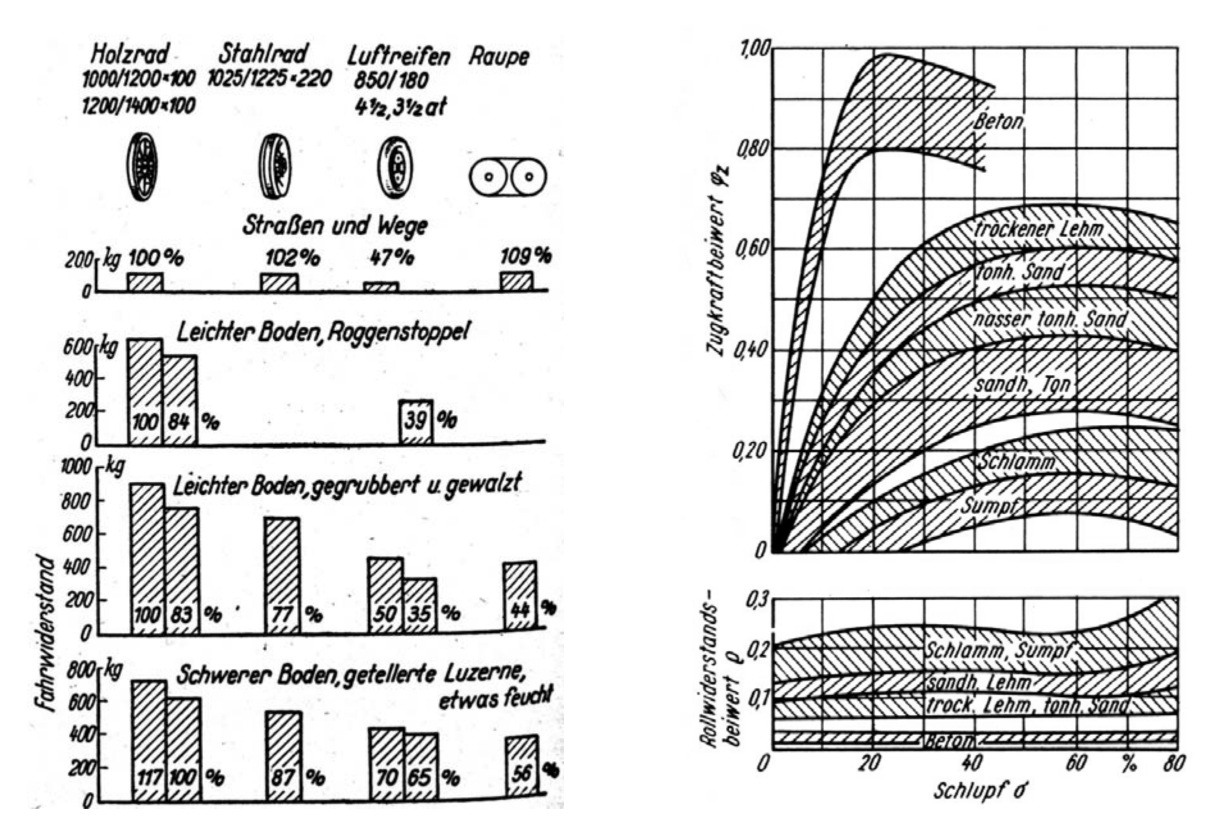


Bild 6: Rollwiderstand für unterschiedliche Reifen und Fahrbahnbedingungen nach Meyer (links) und Triebkraft-Schlupf-Kurven für unterschiedliche Böden nach Söhne (rechts)

3.5.1 Messungen zum Triebkraftverhalten

Zur Messung des Triebkraftverhaltens wurde eine Vielzahl unterschiedlicher Prüfstände entwickelt. Dabei ist allen gemeinsam, dass ein definiert angetriebenes Rad mit einer definierten Geschwindigkeit und Aufstandskraft über den Boden bewegt wird. Die gemessene Triebkraft hängt dabei stark von dem Verhältnis zwischen Fahrgeschwindigkeit v und Umfangsge-

schwindigkeit v_{th} ab. Daher wird sie üblicherweise abhängig vom Schlupf σ angegeben, der sich nach Gleichung (8) berechnet.

$$\sigma = 1 - \frac{v}{v_{th}} = 1 - \frac{v}{\omega \cdot r_{dyn}} \qquad \textbf{(8)}$$

Diese Definition wird im Allgemeinen für angetriebene Räder (Triebschlupf) genutzt. Bei gebremsten Rädern (Bremsschlupf) müssen Zähler und Nenner jeweils im zweiten Summand der Gleichung (8) vertauscht werden [92]. Diese Fallunterscheidung ist bei Betrachtung des gesamten Antriebs- und Bremsspektrums notwendig, um Schlupfwerte zwischen -100 % und 100 % zu erhalten, da sich sonst bei blockiertem Rad ein Schlupfwert von -∞ ergeben würde. Die Kurve bleibt bei dieser Fallunterscheidung stetig und differenzierbar. Im PKW-Bereich, wo vornehmlich Bremsschlupf betrachtet wird, werden auch die relativ kleinen auftretenden Triebschlupfwerte mit der Bremsschlupfdefinition berechnet, da der Definitionsunterschied bei Schlupfwerten von unter 5 % Abweichungen von weniger als 3 % verursacht.

Söhne untersucht vornehmlich den Einfluss der Reifengröße auf Tragfähigkeit und Triebkraftvermögen [93]. Es wirken sich sowohl die Breite als auch der Durchmesser positiv auf die Triebkraft aus, auch niedrige Luftdrücke sind von Vorteil. Söhne versucht den Schlupf genauer zu beschreiben, indem er die Anteile Reifen- und Stollendeformation, horizontale Bodendeformation und Gleiten in der Kontaktfläche definiert. Die vertikale Bodenverformung entspricht dem Rollwiderstand. Dies kann sich jedoch lediglich auf den von Grečenko [94] definierten, äußeren Rollwiderstand beziehen. Die anschauliche, in Bild 7 dargestellte Aufteilung des Schlupfes erklärt die Verluste gut, allerdings wird diese nicht für Berechnungen verwendet, da sich die Anteile messtechnisch nicht erfassen lassen.

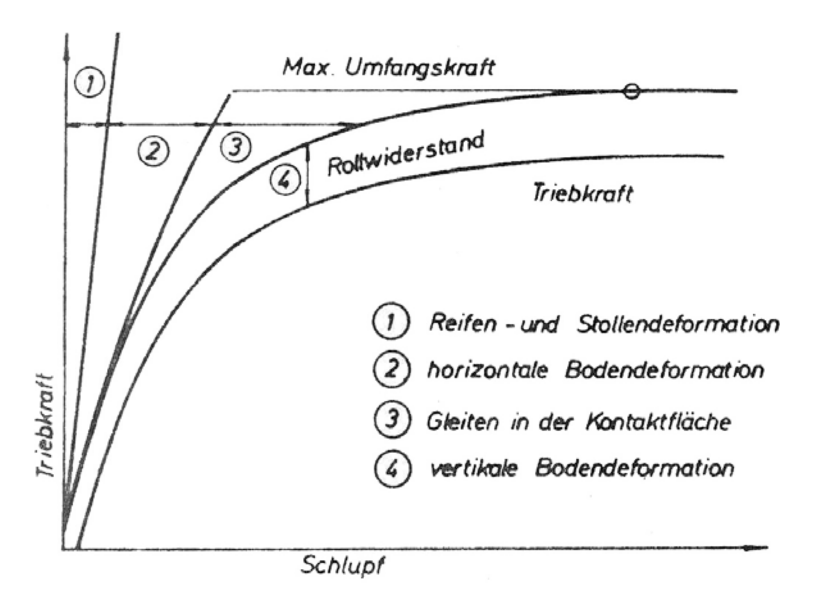


Bild 7: Triebkraft-Schlupf-Kurve nach Söhne, mit Aufteilung des Schlupfes in verschiedene Anteile

Steinkampf nutzt die empirischen Gleichungen (9) und (10) [88], um die mit einer Einzelradmesseinrichtung [95] durchgeführten Versuche zu beschreiben. So wird der Triebkraftbeiwert κ und der Umfangskraftbeiwert μ in Abhängigkeit vom Schlupf σ dargestellt, der Rollwiderstandsbeiwert ρ wird linear genähert. Durch die empirischen Parameter a_1 bis c_1 bzw. a_2 bis d_2 werden die Kurven an die Messergebnisse angepasst. Die Bedingung für den Rollwiderstandsbeiwert ρ aus Gleichung (11) wird bei der Bestimmung der Parameter von Steinkampf nicht berücksichtigt.

$$\kappa = a_1 + b_1 \cdot e^{c_1 \cdot \sigma} \quad \textbf{(9)}$$

$$\mu = a_2 \cdot \sigma + b_2 \cdot e^{c_2 \cdot \sigma} + d_2 \quad \textbf{(10)}$$

$$\rho = \mu - \kappa \quad \textbf{(11)}$$

Die beschriebene, in vielen Modellen angenomme Radlastunabhängigkeit der Beiwerte μ, κ und ρ kann auch durch Messungen von Armbruster [96] bestätigt werden. Insbesondere bei gleicher Auslastung des Reifens durch entsprechend angepassten Luftdruck ergeben sich mit der Radlast linear steigende Triebkräfte. Bei steigender Auslastung des Reifens wird ein überproportionaler Anstieg der Triebkraft gezeigt. Dieses Verhalten kann durch die bei kon-

stantem Luftdruck größer werdende Kontaktfläche begründet werden. Dennoch wird bei vielen Ansätzen zur Modellierung von Reifenkennlinien stets von Radlastunabhängigkeit ausgegangen.

Anhand zahlreicher Beispiele zeigt Steinkampf Grundsätze des Reifenverhaltens auf [97; 98], macht jedoch keine Ansätze für Modellgleichungen zur Abschätzung der den Messwerten angepassten Parameter a_1 bis c_1 und a_2 bis d_2. Die einmalige Menge an veröffentlichten Messergebnissen ist allerdings für die Reifenmodellierung von großem Nutzen, wie in Kapitel 4.3 gezeigt wird.

Der Laufwerkwirkungsgrad η_L für ein einzelnes Rad berechnet sich nach Gleichung (12) aus Triebleistung und Nabenleistung.

$$\eta_L = \frac{P_{Trieb}}{P_{Nabe}} = \frac{F_x \cdot v}{M_{Nabe} \cdot \omega_{Nabe}} \tag{12}$$

Nach Umformung dieser Gleichung lässt sich der Laufwerkwirkungsgrad auch anhand der Beiwerte κ und ρ und des Schlupfes σ berechnen, Gleichung (13).

$$\eta_L = \frac{\kappa}{\kappa + \rho} \cdot (1 - \sigma) \tag{13}$$

Für das Gesamtlaufwerk kann der Wirkungsgrad aus der Zugleistung P_{Zug} (Summe der jeweiligen Triebleistung von jedem einzelnen Rad) und der Nabenleistung P_{Nabe} aller angetriebenen Räder berechnet werden.

$$\eta_L = \frac{P_{Zug}}{\sum_{i=1}^{4} P_{Nabe;i}} \tag{14}$$

Dabei kann der Wirkungsgrad der Einzelräder durchaus von diesem Gesamtwert abweichen, da wegen unterschiedlicher Raddrehgeschwindigkeiten vorne und hinten (ggf. auch links und rechts) und daraus folgendem, unterschiedlichen Schlupf der Wirkungsgrad der einzelnen

Räder verschieden sein kann. In Bild 8 wird der Laufwerkwirkungsgrad auf zwei unterschiedliche Arten anschaulich dargestellt.

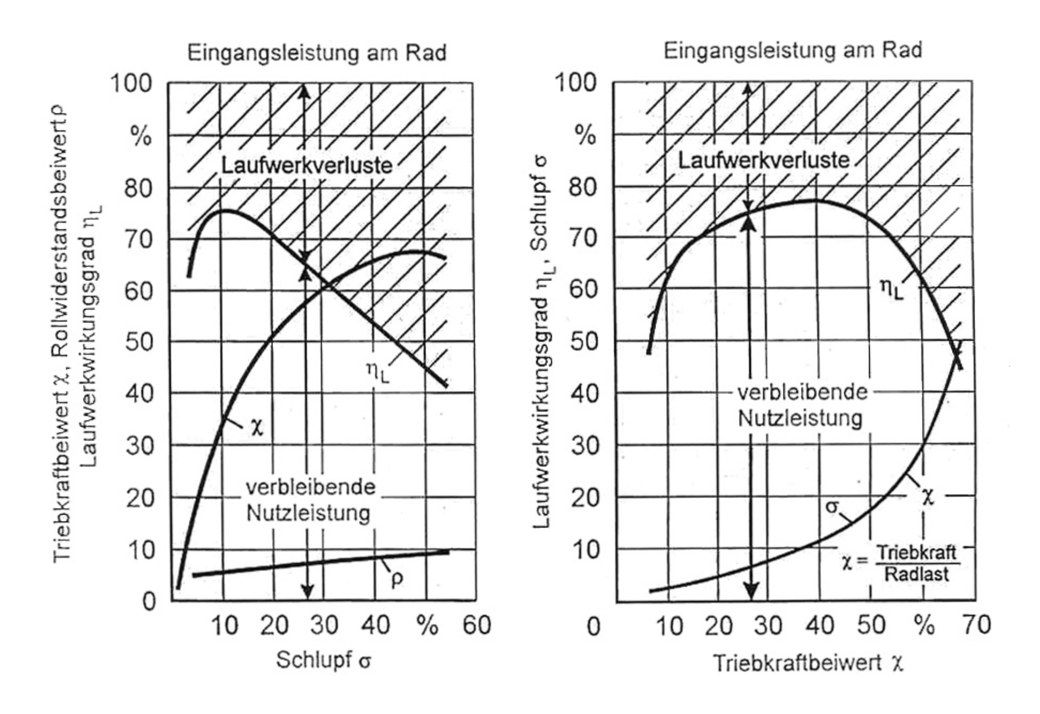


Bild 8: Laufwerkwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Schlupf (links) und Triebkraftbeiwert, hier von Steinkampf mit χ bezeichnet (rechts) [99]

Die übliche Darstellung dieser Zusammenhänge zeigt die linke Abbildung in Abhängigkeit vom Schlupf. Diese resultiert aus der Abhängigkeit des Triebkraftbeiwertes vom Schlupf, die sich wiederum aus dem Scherweg-Schubspannungs-Zusammenhang ergibt (siehe Kapitel 3.5.2). Die rechte Darstellung ist anschaulicher, da direkt deutlich wird, wie der Schlupf mit größer werdender Triebkraft ansteigt. Auch der breite Optimumsbereich des Laufwerkwirkungsgrades für Triebkraftbeiwerte zwischen 0,2 und 0,5 zeigt hohe Wirkungsgrade, unterhalb dieses Bereichs ist die Zugleistung zu gering und der Rollwiderstandsanteil überwiegt, oberhalb steigt der Schlupf stark an und lässt den Laufwerkwirkungsgrad zurückgehen. In diesem optimalen Bereich liegt der Schlupf zwischen 5 und 20%, was den Optimumsbereich im linken Bild sehr eng erscheinen lässt.

Dwyer stellte 1976 eine umfangreiche Datenbasis für das Triebkraftverhalten von Ackerschlepperreifen zur Verfügung [100]. Es werden Tabellen mit den wichtigsten Kenndaten für unterschiedliche Radlasten und Böden dargestellt, die für vergleichende Betrachtungen besser geeignet sind als zur Nutzung für weitere Berechnungen.

Upadhyaya nutzt eine Einzelradmesseinrichtung, um für unterschiedliche Reifen und Böden Messungen zum Triebkraftverhalten durchzuführen. Er vereinfacht die Gleichungen (9) und (10) von Steinkampf um einen Parameter, indem er b_1=-a_1 setzt und a_2 null wird [101; 102]. Dies ist durch die abweichende Schlupfnullpunktdefinition in den USA (Kapitel 3.5.3) möglich. Die Parameter der nach Umformung resultierenden Gleichungen (22) und (23) werden an die Kurven genähert und von Upadhyaya zur weiteren Modellierung genutzt (Kapitel 3.5.2).

Burt bestimmt die Auswirkungen des Reifenprofils mit Hilfe von Reifen, die unterschiedliche Profile jeweils über den halben Umfang haben [103], wie beispielsweise Triebradreifen- und Grünlandreifenprofil. Dies reduziert den Versuchsaufwand und die benötigte Fahrstrecke, außerdem werden Unterschiede bei den Bodeneigenschaften durch den abrupten Wechsel zwischen den Profilen minimiert. Allerdings müssen die Reifen extra angefertigt werden und die Frage, ob über eine halbe Umdrehung stationäre Bedingungen erreicht werden, bleibt offen.

Shmulevich entwickelt am Institut für Agrartechnik in Haifa, Israel, eine Einzelradmesseinrichtung für landwirtschaftliche Reifen [104; 105]. Mit dieser mobilen Messeinrichtung können Reifen bis 2 m Durchmesser, 50 kN Radlast und einem Antriebsmoment von 31 kNm belastet werden. Dabei werden Zug- und Seitenkräfte sowie das Antriebsmoment gemessen, um das Traktionsverhalten zu beurteilen. Es werden bei Untersuchungen zum Einfluss des Bodens, der Fahrgeschwindigkeit und des Luftdrucks Vorteile für niedrige Luftdrücke auf verschiedenen Böden gezeigt. Des Weiteren konnte für kleine Geschwindigkeiten unter 0,5 km/h deutlich besseres Traktionsverhalten gegenüber hohen Geschwindigkeiten von 15 km/h gezeigt werden [106].

3.5.2 Triebkraftmodelle

Die Thematik der Zugkraftvorhersage erreichte in den 80er und Anfang der 90er Jahre einen Höhepunkt, in zahlreichen Publikationen wurden die unterschiedlichsten Ansätze schrittweise weiterentwickelt. Im Mittelpunkt der heutigen Reifenuntersuchungen stehen neben dem rückläufigen Interesse an der Zugkraftübertragung die Aufnahme von Seitenkräften und das dynamische Reifenverhalten, welches für immer schnellere Transportarbeiten auf der Straße weiter an Bedeutung gewinnt. Zahlreiche Untersuchungen hierzu wurden mit der Hohenhei-

mer Einzelradmesseinrichtung und einem Bandlaufprüfstand zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens durchgeführt [92; 96; 107; 108]. Im Bezug auf den Kraftstoffverbrauch und den Laufwerkwirkungsgrad ist lediglich das Zugkraft- und Rollwiderstandsverhalten von Reifen von Interesse. Seitenkräfte sind von untergeordneter Bedeutung, da sie nur bei Kurvenfahrt und bei Hangneigung auftreten und den Laufwerkwirkungsgrad erst bei großen Schräglaufwinkeln nennenswert beeinflussen. Messungen zum Triebkraft-Schlupf-Verhalten bei Seitenkraft liegen zwar vor [92], Modellansätze beschränken sich bisher jedoch auf Aussagen zu maximalen Seiten- und Zugkräften, ohne dabei die Abhängigkeit vom Schlupf zu berücksichtigen [109]. Da auch für das neue Schleppermodell zur Verbrauchsberechnung eine Vorhersage des Triebkraftverhaltens von wichtiger Bedeutung ist, werden die wesentlichen Modelle im folgenden erläutert.

Die heute vorliegenden Ansätze zur Triebkraftmodellierung („traction prediction“) können nach Upadhyaya in drei Klassen eingeteilt werden [110].

- Analytische Methoden
- Halbempirische Methoden
- Empirische Methoden

Diese unterscheiden sich in Ihrer Komplexität und im Rechenzeitbedarf stark, wobei die analytischen Modelle die aufwändigsten darstellen. Empirische Modelle sind einfach gehalten und basieren auf einer Interpretation des Reifenverhaltens, ohne die genauen Vorgänge zwischen Reifen und Boden einzubeziehen. Die halbempirischen Modelle sind eine Mischform, bei der physikalische Grundlagen zur Erstellung von Gleichungen genutzt werden, deren Parameter dann empirisch ermittelt werden. Da die drei Klassen keine scharfe Abgrenzung besitzen, ist eine absolute Einteilung oft nicht möglich und von subjektiver Interpretation geprägt. Dennoch kann so der Umgang mit den zahlreichen in der Vergangenheit gewählten Ansätzen vereinfacht werden.

Die ersten Grundlagen für die Vorhersage des Triebkraftverhaltens legte Bekker [111] im Jahr 1956 mit einem Modell, welches er in den folgenden Jahren weiterentwickelte [112; 113]. Es kann der Klasse der halbempirischen Methoden zugeordnet werden. Trotz Vereinfachungen, welche den Rechenaufwand überschaubar halten, bilden physikalische Zusammenhänge die Grundlage. Es wird die Beziehung zwischen Druck p und Einsinkung δ analog zur Bodenver-

formung unter einer eckigen Platte beliebiger Länge angenommen, wobei die Breite b_P dieser Platte sowie die Beiwerte k_c für die Kohäsion und k_Φ für die innere Reibung des Bodens einen Einfluss auf das Einsinkverhalten haben, Gleichung (15).

$$p = \left(k_c / b_P + k_\Phi \right) \cdot \delta^n \qquad \textbf{(15)}$$

Bei bekanntem Bodendruck muss anschließend das Triebkraft-Schlupf-Verhalten bestimmt werden. Um den Zusammenhang zwischen Scherweg j und Schubspannung τ zwischen Reifen und Boden zu beschreiben, wird die Annahme getroffen, dass dieses Verhalten dem unter einem Torsionsmessgerät entspricht. Diese Abhängigkeit der Schubspannung τ von dem Scherweg j wird mit Gleichung (16) dargestellt, wobei die Beiwerte K_1 und K_2 das spezifische Verhalten des Bodens beschreiben.

$$\tau = \frac{c + p \cdot \tan(\Phi)}{Y_{\max}} \cdot \left[e^{\left(-K_2 + \sqrt{K_2^2 - 1}\right) \cdot K_1 \cdot j} - e^{\left(-K_2 - \sqrt{K_2^2 - 1}\right) \cdot K_1 \cdot j} \right] \qquad \textbf{(16)}$$

Daraus kann die gewichtsbezogene Zugkraft nach Gleichung (17) berechnet werden, wobei sich alle Eingangswerte aus physikalisch messbaren Größen ergeben. Die Länge l_K der Kontaktfläche A_K muss geschätzt, die Kohäsion c und der innere Reibwinkel Φ des Bodens gemessen oder aus Tabellen mit Erfahrungswerten ermittelt werden.

$$\frac{F_x}{F_z} = \left(\frac{A_K}{F_z} \cdot c + \tan(\Phi) \right) \cdot \left[1 + \frac{K_1}{\sigma \cdot l_K} \cdot \left(e^{-\frac{\sigma \cdot l_K}{K_1}} - 1 \right) \right] \qquad \textbf{(17)}$$

Aufbauend auf Bekkers Arbeiten stellt Schüring [114] die Mechanik zwischen Rad und Boden zusammenfassend dar und erläutert insbesondere die bis dahin vorliegenden Berechnungsgleichungen zum Rollwiderstand. Die vorliegenden Gleichungen geben den Rollwiderstand als Funktion der relativen Einsinktiefe für unterschiedliche Heckwinkel und Bodenarten an. Ferner werden verschiedene Rad-Boden-Modelle diskutiert, die alle in Form von Elementarplattenmodellen die Schubspannung in Abhängigkeit des Scherwegs angeben und über den Aufstandswinkel integrieren, um daraus das Triebkraft-Schlupf-Verhältnis zu berechnen.

Schlussfolgernd stellt Schüring jedoch all diese Ansätze in Frage, da sie entweder zu einfach sind, um extremen Schlupfwerten zu genügen, oder innere Widersprüche bestehen. Dennoch konnte sich unter den halbempirischen Modellen bis heute kein grundlegend neuer Ansatz durchsetzen, um diese Probleme zu lösen.

Das erste rein empirische Modell wurde von Wismer und Luth [115; 116] vorgestellt. Zwar wird der grundsätzliche physikalische Zusammenhang zur Beschreibung von Triebkraft und Schlupf beibehalten, allerdings wird auf eine genaue Analyse des Einsink- und des Scherverhaltens verzichtet. Es wird nur der Cone Index CI als einziger Bodenparameter sowie Breite und Durchmesser des Reifens in der Gleichung (18) berücksichtigt.

$$\frac{F_x}{F_z} = 0{,}75 \cdot \left(1 - e^{-0{,}3 \cdot C_n \cdot \sigma}\right) - \left(\frac{1{,}2}{C_n} + 0{,}04\right) \qquad mit \qquad C_n = \frac{CI \cdot d_R \cdot b_R}{F_z} \qquad \textbf{(18)}$$

Dabei wird der Rollwiderstandsbeiwert von dem Umfangskraftbeiwert abgezogen. Die Einfachheit dieser Gleichung hat viele Vorteile durch die unkomplizierte Nutzung mit wenigen Parametern und die recht guten Ergebnisse, dennoch bleiben wichtige Boden- und Reifenfaktoren unberücksichtigt.

Wong entwickelt die Gleichung für das Scherweg-Schubspannungs-Verhalten weiter, so dass mit zwei Exponentialfunktionen ein lokales Maximum dargestellt werden kann, hinter dem die Kurve wieder abfällt und dann gegen einen Endwert bei 100 % Schlupf läuft [117; 118]. Diese Ansätze werden neben der genaueren Beschreibung der Reifen-Boden Kontaktfläche und den entsprechenden Kräften in das Reifenmodell einbezogen [119]. Vorgänge zwischen Reifen und Boden können mit diesem Modell gut beschrieben werden.

Brixus verfolgt die Bekker-Theorie für Diagonalreifen weiter [120]. Die „mobility number" B_n soll als Kennwert für gutes Triebkraftverhalten dienen, Gleichung (19). Einflussgrößen sind der Einsinkungsbeiwert δ/h und das Breiten-Durchmesser Verhältnis b_R/d_R, sowie die Radlast und der Cone Index CI.

$$B_n = \left(\frac{CI \cdot b_R \cdot d_R}{F_z} \right) \cdot \left(\frac{1 + 5 \cdot \delta / h}{1 + 3 \cdot b_R / d_R} \right) \quad \textbf{(19)}$$

Für den Umfangskraftbeiwert μ und den dazugehörigen Rollwiderstandsbeiwert ρ erhält er eine Abhängigkeit von B_n, welche durch die empirischen Gleichungen (20) und (21) dargestellt werden.

$$\mu = 0{,}88 \cdot \left(1 - e^{-0{,}1 \cdot B_n}\right) \cdot \left(1 - e^{-7{,}5 \cdot \sigma}\right) + 0{,}04 \quad \textbf{(20)}$$

$$\rho = \frac{1}{B_n} + 0{,}04 + \frac{0{,}55}{\sqrt{B_n}} \quad \textbf{(21)}$$

Godbole [121] integriert in diese Gleichungen Wongs Ansatz der Schubspannungskurven mit lokalem Maximum. Außerdem werden die Form der Aufstandsfläche und die Abhängigkeit von innerer Reibung und Kohäsion genauer berücksichtigt. Mit den aufwändigeren Modellgleichungen erreicht er bessere Übereinstimmungen mit den Messergebnissen. Durch diese Erweiterungen kann der Ansatz wieder als halbempirisch eingestuft werden.

Upadhyaya vereinfacht die Gleichungen (9) und (10) von Steinkampf um einen Parameter, um seine Messergebnisse an diese anzunähern [101; 102]. Es folgen die empirischen Gleichungen (22) und (23) zur Darstellung des Triebkraft- und des Umfangskraftbeiwerts in Abhängigkeit vom Schlupf.

$$\kappa = a_1 \cdot \left(1 - e^{-c_1 \cdot \sigma}\right) \quad \textbf{(22)}$$

$$\mu = a_2 \cdot \left(1 - b_2 \cdot e^{-c_2 \cdot \sigma}\right) \quad \textbf{(23)}$$

Upadhyaya stellt Zusammenhänge mit teilweise physikalischem Hintergrund auf, um die 5 Parameter dieser Gleichungen zu bestimmen [122; 123]. Diese Zusammenhänge basieren auf den Reifenabmessungen, dem Luftdruck, dem Cone Index und der Bodenfeuchte. In einem vereinfachten Ansatz wird c_2 gleich c_1 gesetzt, b_2 wird als konstant und a_2 als linear abhängig

von a_1 angenommen. Aus zahlreichen, mit einer entsprechenden Einzelradmesseinrichtung [124] durchgeführten Versuchen werden Tabellen zur Abschätzung der restlichen Parameter erstellt, allerdings liefern halbempirische Modelle, die auf den Bodenparametern Schermodul, Kohäsion, innerer Reibwinkel und Einsinkung basieren, bessere Ergebnisse [101]. Nachteilig ist die aufwändigere Ermittlung dieser Parameter. Grundsätzlich wird das Triebkraftverhalten stärker von Bodenparametern als von Reifenparametern bestimmt.

Andere Weiterentwicklungen des Bekker-Modells wurden von Harnisch [125; 126] durchgeführt, wobei auch der Positivanteil der Stollen berücksichtigt wurde. Über die kreisförmige Aufstandsfläche wirken dann auf den Stollen Reib- und zwischen den Stollen Scherkräfte. Insbesondere für nicht bewachsene Böden, die für das Befahren unbefestigter Wege durch Militärfahrzeuge von Bedeutung sind, können so gute Ergebnisse erzielt werden. Für landwirtschaftliche Bedingungen, insbesondere bei starker Einsinkung auf weichem und bewachsenem Untergrund, weichen die berechneten Ergebnisse teilweise stark von Messungen des Triebkraftverhaltens im Feld ab. Auch die zu bestimmenden Eingangsparameter unterscheiden sich schon über geringe Distanzen und bei mehreren Wiederholungen deutlich, was eine hohe Anzahl an Tests für die Vorhersage des Triebkraftverhaltens erforderlich macht.

Korlath [127] nutzt ebenfalls Bekkers Druck-Einsinkungs-Beziehung, um Aufstands- und Zugkräfte zu berechnen. Er führt Berechnungen für geradlinige Geländefahrten durch und gibt die benötigte Zeit und Fahrgeschwindigkeit in Abhängigkeit von Fahrzeug und Bodenparametern an. Verglichen mit Harnischs Modell ist dieser Ansatz deutlich weniger komplex.
Osetinsky und Shmulevich [128] treffen die Annahme eines parabelförmigen Verlaufs des senkrechten Längsschnitts durch die Aufstandsfläche, um den Verlauf der Zug- und Aufstandskräfte zweidimensional zu beschreiben. Daraus werden die Triebkräfte für ein gebremstes oder angetriebenes Rad berechnet, wobei sich für den gebremsten Zustand doppelt so große Bremskräfte wie Triebkräfte bei angetriebenem Rad ergeben. Die Validierung mit Messergebnissen erfolgt nur für das angetriebene Rad. Andere Messungen zeigen zwar auch ein unterschiedliches Niveau der maximalen Brems- und Triebkräfte [96], allerdings nicht in dem von Osetinsky und Shmulevich berechneten Ausmaß.

Analytische Modelle suchen Vorhersagen für die Druckverteilung in der dreidimensionalen Aufstandsfläche und berechnen anhand des Scherweg-Schubspannungs-Verhaltens die resultierenden Kräfte über Integration. Trotz des eleganten Ansatzes sind diese Modelle mit gro-

ßen Problemen behaftet, da der Boden sich nicht als ideal homogene Masse verhält und die FEM- und DEM-Modellierungen extrem rechenzeitintensiv sind. Die Ergebnisse sind kaum für praxisnahe Fahrzeugsimulationsberechnungen zu verwenden, da die Modelle bisher nur Laborversuche nachbilden. Auch vereinfachte und zweidimensionale Ansätze [129] zeigen Probleme bezüglich der Anwendbarkeit der Ergebnisse, wenn auch grundsätzliches Verhalten von Reifen und Boden dargestellt werden kann. Eine Zusammenstellung der wesentlichen FEM- und DEM-Modelle für das Verhalten zwischen Reifen und Boden stellt Harnisch vor [126], aufgrund des geringen Anwendungsbezugs aktueller Modelle kommen sie zur Wirkungsgradmodellierung der Reifen beim Feldeinsatz jedoch nicht in Frage.

3.5.3 Rollradius- und Schlupfnullpunktdefinitionen, Hebelarm der Radlast

Die Schlupfnullpunktdefinition hängt eng mit dem Radius des Rades zusammen. Persson definiert 5 verschieden definierte Radien, die unterschiedliche Eigenschaften aufweisen [130; 131]. Diese sind im Einzelnen in Tabelle 4 mit ihren Besonderheiten dargestellt.

Tabelle 4: Unterschiedlich definierte Reifenradien nach Persson [130; 131].

1.	Konstruktions-radius	Der als geometrische Größe messbare, halbe Durchmesser des unbelasteten Rades.
2.	Statischer Radius r_{stat}	Der (auf Asphalt als geometrische Größe messbare) Abstand vom Radmittelpunkt zum Boden.
3.	(Dynamischer) Rollradius r_{roll}	Dieser Radius berechnet sich aus direkt messbaren Größen, dem Verhältnis von Fahrgeschwindigkeit zur Winkelgeschwindigkeit. Mit zunehmendem Schlupf wird er kleiner und ist daher eine sehr unanschauliche Größe.
4.	Nullschlupf-Rollradius r_{dyn}	Berechnet sich aus dem Verhältnis von Fahrgeschwindigkeit zur Winkelgeschwindigkeit bei Nullschlupfbedingungen. Dazu bedarf es der Definition des Nullschlupfes.
5.	Momenten-Radius r_M	Berechnet sich aus dem Eingangsmoment geteilt durch die Umfangskraft. Daher muss entweder der Rollwiderstand oder der Momentenradius selbst geschätzt werden.

Die Auswirkungen dieser unterschiedlichen Radiusannahmen lassen sich in der energetischen Betrachtung in Bild 9 anschaulich darstellen.

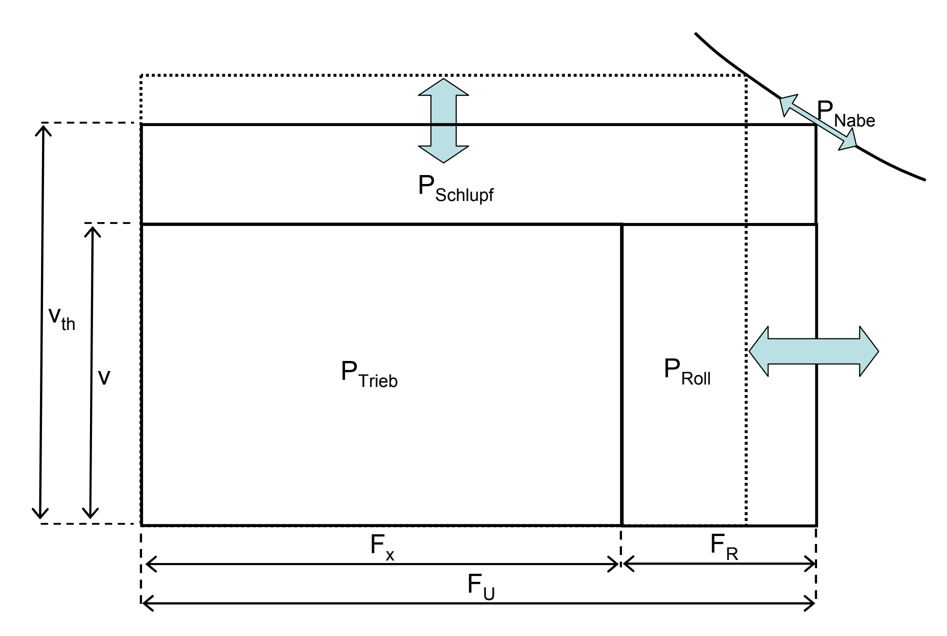


Bild 9: Schematische Darstellung der Kräfte, Geschwindigkeiten und Leistungen am angetriebenen Rad, verändert nach Persson [131]

Dabei sind die Geschwindigkeit v, die Triebkraft F_x sowie die Nabenleistung, die der Fläche des großen Rechtecks entspricht, direkt messbare Größen. Folglich kann auch der Laufwerkwirkungsgrad nach Gleichung (24) eindeutig berechnet werden.

$$\eta_L = \frac{P_{Trieb}}{P_{Nabe}} = \frac{F_x \cdot v}{M_{Nabe} \cdot \omega_{Nabe}} = \frac{F_x \cdot v}{F_U \cdot v_{th}} \qquad \textbf{(24)}$$

Sowohl die Umfangskraft F_U als auch die Umfangsgeschwindigkeit v_{th} bedürfen zur Bestimmung beide eines identischen Rollradius. Daher ist auch die Aufteilung in Schlupfverlustleistung $P_{Schlupf}$ und Rollwiderstandsverluste P_{Roll} nur nach Festlegung des Rollradius möglich, der nach Persson erst nach der Definition 3 des Schlupfnullpunktes (Tabelle 4), oder nach Definition 4 nach Festlegung des Rollwiderstands bestimmt werden kann. Bei der Rollwiderstandsabschätzung kann der gemessene Rollwiderstand für ein gezogenes Rad auf das angetriebene und gebremste Rad übertragen werden. Da dies jedoch nach Untersuchungen keine befriedigenden Ergebnisse liefert, da der Rollwiderstand sich für angetriebene und rollende Räder unterschiedlich verhält [88; 92], wird nach Definition eines Schlupfnullpunktes der dynamische Rollradius r_{dyn} nach Gleichung (25) für $\sigma = 0$ berechnet.

$$r_{dyn} = \frac{v}{\omega \cdot (1 - \sigma)} = \frac{v}{\omega} \qquad \textbf{(25)}$$

Dabei unterscheiden sich drei gebräuchliche Definitionen:

1. ASAE Standard 296.4
   a) Ein Rad rollt dann schlupflos ab, wenn keine Kräfte in x-Richtung (Zug- oder Schubkräfte in Fahrtrichtung parallel zum Boden) zwischen Rad und Boden übertragen werden. Das Eingangsmoment dient dann zum Überwinden des Rollwiderstandes, die Zugkraft ist gleich null.
   b) Ein Rad rollt dann schlupflos ab, wenn es ohne Antriebsmoment gezogen wird. Diese Definition wird selten genutzt und wird von Schüring [132] auch theoretisch widerlegt.

2. Schüring und Steinkampf [88; 114]
   Ein frei rollendes, gezogenes und ein angetriebenes, zugkraftfreies Rad haben den gleichen Schlupf, jedoch in gegensätzlicher Richtung. Daher liegt der Schlupfnullpunkt genau zwischen diesen beiden Fahrzuständen.

3. Grečenko [94; 133]
   Ein Rad rollt dann schlupflos ab, wenn es mit dem inneren Rollwiderstand angetrieben und mit dem äußeren Rollwiderstand gezogen wird. Der innere Rollwiderstand F_{Ri} dient zur Überwindung der Reifendeformationsarbeit, der äußere Rollwiderstand F_{Re} zur Bodenverformungsarbeit. Daher kann der innere Rollwiderstand unter der Annahme keiner Veränderung zwischen fester und nachgiebiger Fahrbahn durch Abrollen auf festem Untergrund bestimmt werden.

Die unterschiedlichen Fahrzustände für angetriebene, gebremste und rollende sowie ziehende und gezogene Räder sind neben den Triebkraft-Schlupf-Kurven mit den unterschiedlichen Schlupfnullpunkten in Bild 10 dargestellt.

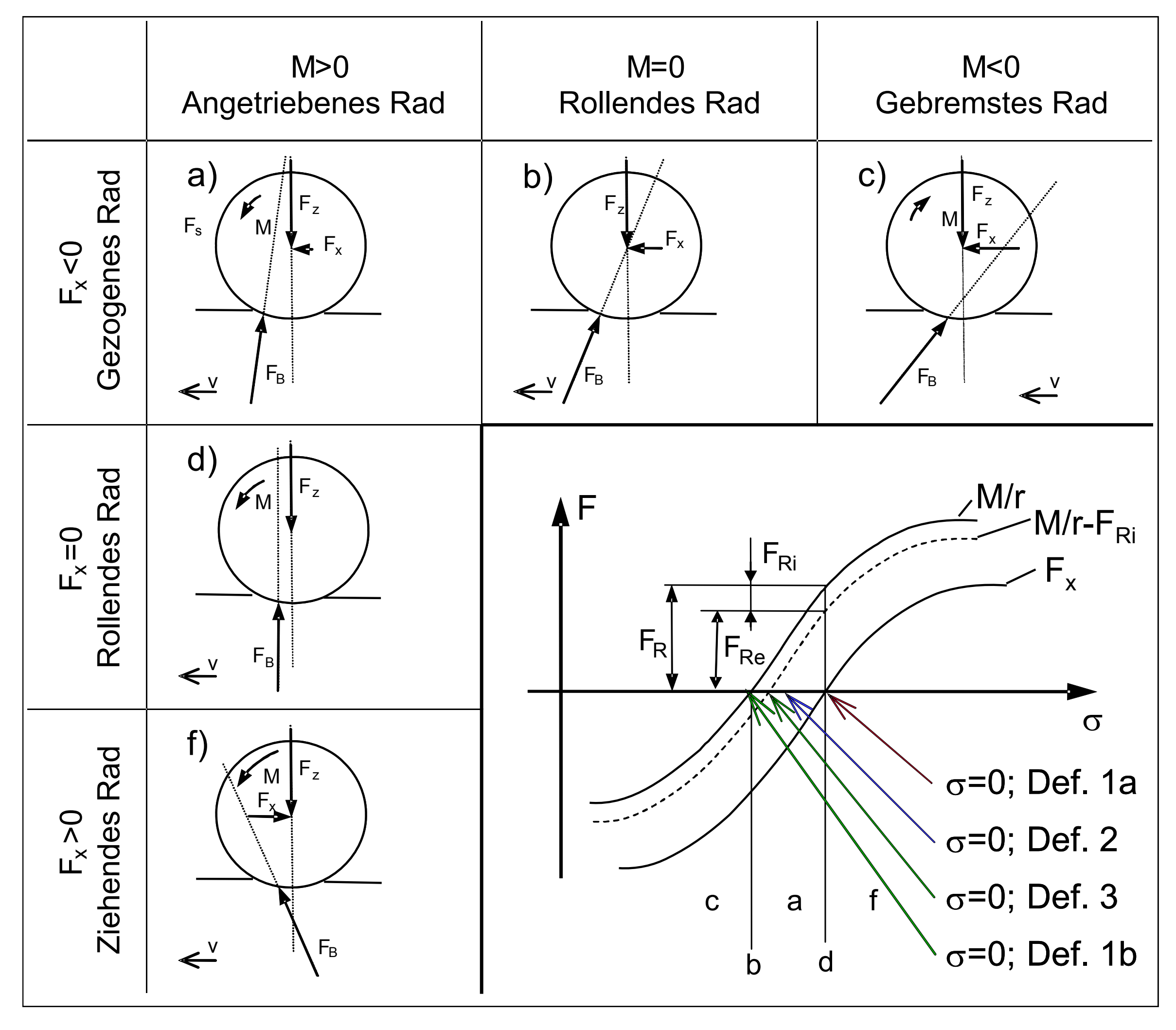


Bild 10: Fahrzustände am gezogenen und ziehenden sowie am gebremsten und angetriebenen Rad

Unterschiedliche Schlupfnullpunktdefinitionen haben Auswirkungen auf die Parameter der genäherten Kurven [134]. Grundsätzlich können unterschiedlich berechnete Ergebnisse durch Veränderung des dynamischen Rollradius für jede Definition umgerechnet werden. Zur vergleichenden Darstellung unterschiedlicher Messungen ist eine solche Überführung der Ergebnisse notwendig. Wenn auch Grečenkos Definition dem tatsächlichen Verhalten am ehesten entspricht, so können auch die anderen Definitionen nicht als richtig oder falsch bezeichnet werden. Die jeweilige Anwendbarkeit muss für den Einzelfall überprüft werden.

Neuere Untersuchungen zur Bestimmung des Radius wurden von Kiss durchgeführt [135]. Er definiert den statischen Radius und den kinematischen Rollradius ohne Schlupfberücksichtigung wie Persson, und einen Momentenradius als Antriebsmoment geteilt durch die Triebkraft, der den Rollwiderstand nicht berücksichtigt. Die verfahrensbedingten Unterschiede

dieser Radien werden aufgezeigt. Von diesen drei Varianten lassen sich lediglich mit dem statischen Radhalbmesser sinnvolle Ergebnisse für die Schlupf- und Rollwiderstandsberechnungen erzielen. Die Möglichkeiten des Momentenradius nach Persson, bezogen auf die Umfangskraft und der Abschätzung eines Schlupfnullpunktes zur Definition eines Radius wird von Kiss außer Acht gelassen.

3.5.4 Bodenverdichtungen

Das Thema Bodenverdichtung gewinnt in letzter Zeit aus Gründen des Umweltschutzes an Bedeutung und eine gesetzliche Regelung für dieses Thema wird angestrebt [136]. Grundsätzlich treten Bodenverdichtungen bei hohen Radlasten und kleinen Aufstandsflächen auf. Der Druck des Rades oder Bandlaufwerkes breitet sich in so genannten Druckzwiebeln im Boden aus [137; 138]. Die Form dieser Ausbreitung ist von diversen Bodenparametern wie Bodenart oder Feuchtigkeit abhängig. Aktuelle Untersuchungen zu den Auswirkungen von Bodenverdichtungen wurden unter anderem von Weißbach [139] und Isensee [140] durchgeführt, dabei wurden die bodenverändernden Einflüsse sichtbar, langfristige Auswirkungen auf den Ertrag konnten jedoch nicht festgestellt werden. Ein detailliertes Modell zur Bestimmung der Kontaktfläche und des folgenden Bodendrucks stellt Diserens vor [141]. Bezüglich des Kraftstoffverbrauchs wirkt sich weicher, verdichtbarer Boden zwar durch größeren Rollwiderstand aus (Deformationsarbeit), die Auswirkungen der Bodenverdichtungen an sich spielen für den Verbrauch jedoch eine untergeordnete Rolle und werden hier nicht näher betrachtet. Es soll lediglich auf den Zielkonflikt mit der Zugkrafterhöhung bezüglich des Maschinengewichtes hingewiesen werden. Die Aufballastierung eines Fahrzeugs zur Senkung des Schlupfes ist folglich nur in gewissem Maße oder bei gleichzeitiger Vergrößerung der Aufstandsfläche durch unterschiedliche Maßnahmen als sinnvolle Lösung zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs einzustufen.

3.5.5 Bandlaufwerke

Mit Einführung der ersten Ackerschlepper tauchten auch die ersten Kettenlaufwerke für den landwirtschaftlichen Einsatz auf. Sie wurden vor allem bei sehr schwerer Zugarbeit und arbeiten an steilen Hängen vorgezogen. Mit der Einführung von Gummilaufbändern wurden sie für den allgemeinen landwirtschaftlichen Einsatz interessant. Vorteile sind insbesondere die große Aufstandsfläche und der verhältnismäßig geringe Bodendruck, der bei begrenzter Ar-

beitsbreite die Übertragung hoher Zugkräfte bei Leistungen bis über 300 kW ermöglicht [142]. Berechnungsverfahren zur Modellierung von Bandlaufwerken werden von Wong vorgestellt [119; 143]. Dabei wird der Einfluss der Rollen und der Spannung des Bandes zur Berechnung der Druckverteilung berücksichtigt und anschließend die Einsinkung und die schlupfabhängige Triebkraft resultierend aus der Scherweg-Schubspannungs-Beziehung abgeleitet. Ein weiteres Modell wird von Book vorgestellt [144], welches auf den Gleichungen von Wismer und Luth [115] für Reifen basiert. Die Simulationsergebnisse stimmen gut mit den Messwerten überein. Grundsätzlich zeigen unterschiedliche Messungen ein ähnliches Triebkraft-Schlupf-Verhalten wie Reifen, allerdings liegt das Maximum auf höherem Niveau und bei niedrigerem Schlupf [145-147] (Bild 11). Dieser Effekt ist durch den sehr langen Scherweg zu erklären, der wiederum aus der langen Aufstandsfläche resultiert.

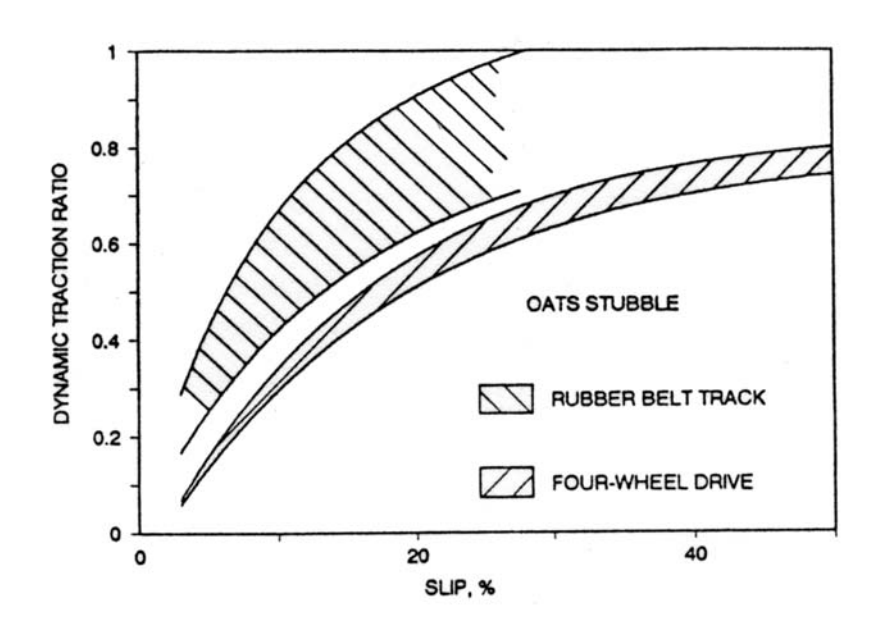


Bild 11: Grundsätzliches Treibkraftverhalten von Bandlaufwerk und Rad [145]

Das Triebkraftverhalten wird wie beim Reifen vornehmlich von Bodenparametern beeinflusst, die Breite des Laufbandes hat einen geringeren Einfluss als beispielsweise der Verschleiß des Profils [148]. Die tatsächliche Reduzierung von Bodenverdichtungen kann nur bei hoher Spannung des Laufbandes erfolgen, da unter den Rollen Druckspitzen auftreten, die teilweise höher sind als bei vergleichbaren Radlaufwerken [129]. Die allgemein gültige Aussage des vorteilhaften Traktionsverhaltens (gleiche Zugkraft bei geringerem Schlupf) für Bandlaufwerke gegenüber Reifen gilt folglich nicht zwingend auch bezüglich des geringeren Bodendrucks.

3.6 Fahrstrategien

Der zunehmende Einsatz von Elektronik auf Ackerschleppern führt zu verbesserten Steuerungs- und Regelungsmöglichkeiten. Lastschaltbare, vor allem aber stufenlose Getriebe ermöglichen die Umsetzung eines Motor-Getriebe-Managements mit unterschiedlichen Fahrstrategien. Bei Nutzung der weiteren elektronisch gesteuerten und geregelten Funktionen des Schleppers kann dieses Motor-Getriebe-Management zu einem Schlepper-Geräte-Management ausgebaut werden. Die Möglichkeiten eines Vorgewendemanagements haben allerdings stärkeren Einfluss auf den Bedienkomfort und den Zeitbedarf zum Wenden als auf den Kraftstoffverbrauch und sind deswegen von nachrangiger Bedeutung.

Eine ausführliche Betrachtung zu den Auswirkungen von unterschiedlichen Fahrstrategien bei der Straßenfahrt und der Bodenbearbeitung auf die Motoremissionen wird von Lindgren anhand eines umfassenden Modells vorgestellt [149]. Es zeigen sich dabei für den Kraftstoff Einsparungspotenziale bis zu 14 %. Außerdem werden Unterschiede der Emissionszusammensetzung in Abhängigkeit vom Betriebspunkt des Motors deutlich, beispielsweise der Anstieg der Stickoxidemissionen bei abgesenkter Motordrehzahl. Dennoch tritt eine weitgehende Korrelation zwischen Kraftstoffverbrauch und den Gesamtemissionen auf.

3.6.1 Motor-Getriebe-Management

Der grundsätzliche Vorteil höherer Motorauslastung bei stufenlosen Getrieben wird anhand von Versuchen mit dem Münchner Forschungstraktor gezeigt [150]. So konnte beispielsweise mit dem Forschungstraktor beim Pflügen eine Erhöhung der Motorauslastung um 8 % auf 92 % gegenüber einem simulierten Lastschaltgetriebe erreicht werden. Nennenswerte Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch lassen sich jedoch erst im Teillastbereich erzielen. Dort bestehen zahlreiche Regelungsmöglichkeiten für Ackerschlepper [151]. So kann bei nicht ausgelastetem Motor die Drehzahl abgesenkt werden, bis ein definierter Grad der Motordrückung erreicht ist. So kann der Motor stets nahe dem optimalen Betriebspunkt gefahren und der Kraftstoffverbrauch bis zu 25 % gesenkt werden.

Drei grundlegende Fahrstrategien für stufenlose Getriebe stellen Pischetsrieder und Mölle vor [152]: Erstens die Fahrstrategie „Zapfwelle“, bei der die Motordrehzahl konstant gehalten wird und die Geschwindigkeit über das Übersetzungsverhältnis angepasst werden kann; zweitens der „Feldspritzen-Betrieb“, bei dem eine konstante Übersetzung vergleichbar mit einem

herkömmlichen Getriebe eingestellt wird, und drittens die Fahrstrategie „Geschwindigkeit“, bei der lediglich die Soll-Geschwindigkeit vorgegeben wird, und automatisch Motor und Getriebe verbrauchsoptimal eingestellt werden.

Grundsätzlich ist ein Motor-Getriebe-Management zwar auch bei Lastschaltgetrieben anwendbar, jedoch mit eingeschränkten Möglichkeiten und weniger Komfort. Eine Lösung für ein vierfach lastschaltbares Getriebe liegt vor [85]. Dazu sind zwei Modi wählbar: Einerseits wird bei Gangwechsel automatisch die Lastschaltstufe mit der nächst höheren Übersetzung, andererseits im Automatikmodus die Lastschaltstufe über eine Grenzlastregelung gewählt. Als Regelgrößen werden lediglich die Gaspedalstellung, die Motor- und Raddrehzahl sowie der gewählte Gang benötigt.

3.6.2 Schleppermanagement

Bereits Frerichs [153] stellt die Grundlagen eines Schleppermanagements am Beispiel von Traktor und Pflug vor. Dazu müssen die wesentlichen Parameter von Schlepper und Gerät, aber auch für das Triebkraftverhalten und den Zugkraftbedarf der Geräte bekannt sein. Als Regelgröße bietet sich neben dem Zugkraftbedarf auch der am Schlepper messbare Schlupf an. Stellgröße ist vor allem die Arbeitstiefe, die direkten Einfluss auf die Zugkraft hat, aber auch die Veränderung der Arbeitsbreite beim Pflügen oder die Lage des Geräts zum Schlepper sind denkbar. Als problematisch wird der Einfluss dieser Stellgrößen auf das Arbeitsergebnis eingestuft, das nicht mit in die Regelung eingeht. Auch die Optimierung der Getriebeübersetzung und der Motordrehzahl wird vorgesehen. Dazu werden mittels eines Algorithmus die optimale Schleppereinstellung und Pflugbreite ermittelt, die vor jeder Fahrspur eingestellt werden können. Das Potenzial wird sowohl für eine Leistungssteigerung als auch zur Kraftstoffeinsparung als erheblich eingestuft.

Kipp stellt die Umsetzung eines solchen Schleppermanagements mit entsprechenden digitalen Regelsystemen mit einem Mikrorechnerkonzept vor [154]. Kraftstoffeinsparungen und Leistungssteigerungen von 15 % können so bei der Bodenbearbeitung erreicht werden. Ferner werden die Möglichkeiten der verbesserten Fahrsicherheit durch geregelte Schwingungstilgung gezeigt.

Die Potenziale eines Schleppermanagements mit den aktuell verfügbaren Regelmöglichkeiten für verschiedene Arbeiten zeigt Jaufmann auf [155]. Ermöglicht werden diese Regelungen durch den Datentransfer zwischen den Steuergeräten des Schleppers und den Geräten über den CAN-Bus und LBS, in der Praxis fehlt es jedoch noch an gemeinsamen Regelungsstrategien. Die Optimierungspotenziale für Verbrauch und Flächenleistung sind erheblich [156] und stehen grundsätzlich nicht im Widerspruch, wenn auch die Zielsetzung einer optimierten Flächenleistung nicht ganz das Verbrauchsoptimum erreicht. So konnte beispielsweise die Flächenleistung um 25 % gesteigert und dabei der flächenbezogene Kraftstoffverbrauch um 20 % reduziert werden.

Bei der Anpassung von Schlepper und Gerät sind nicht nur die Einstellmöglichkeiten im Einsatz interessant, es sollten auch Schlepper und Gerät optimal zueinander passen. Diese Effekte fallen jedoch nicht direkt in den Bereich des Schleppermanagements. Sie werden in Kapitel 3.8 genauer untersucht.

3.6.3 Leitlinienplanung

Eine immer größer werdende Bedeutung kommt auch der Optimierung der Fahrstrecke im Feld zu. Die Zunahme von GPS (Global Positioning System) und automatischen Lenksystemen, die heute von allen wesentlichen Herstellern für Ackerschlepper und selbstfahrende Arbeitsmaschinen angeboten werden, ermöglichen neue Fahrstrategien. So können beispielsweise erst jede zweite Fahrspur bearbeitet, und die zunächst ausgelassenen Spuren anschließend nachgeholt werden, um Wendevorgänge zu vereinfachen und Rangieren zu vermeiden. Gleichzeitig wachsen die Anforderungen an eine optimierte Fahrstrategie, die entweder manuell oder nach definierten Berechnungsalgorithmen für den jeweiligen Schlag erstellt werden muss. Einen Ansatz zur automatisierten Leitlinienplanung stellt Stoll vor [157], bei dem zunächst die feldspezifischen Daten, die maschinenspezifischen Daten und die Arbeitsstrategie beschrieben werden müssen, und anschließend automatisch eine Leitlinie berechnet wird. Berücksichtigt wird neben bahnparallelen Leitlinien auch die Unterteilung des Schlags in Teilbereiche mit unterschiedlichen Bearbeitungsrichtungen, das Umfahren von Hindernissen und die Optimierung von Wendevorgängen. Stoll führte außerdem Untersuchungen zu optimierten Wendevorgängen und zur automatischen Anpassung der Fahrgeschwindigkeit bei einem Feldhäcksler im Feldeinsatz durch [158]. Auch wenn diese Arbeiten sich mit selbstfahrenden Arbeitsmaschinen befassen und die Optimierung der Arbeitsleistung im Vordergrund

steht, so sind die Ergebnisse grundsätzlich auch auf Ackerschlepper mit verschiedenen Anbaugeräten übertragbar und ein großes Potential ist auch für die Einsparung von Kraftstoff gegeben.

3.6.4 Allradantrieb und Differenzialsperren

Die Fahrstrategie umfasst ebenfalls das Zu- oder Abschalten von Allradantrieb oder Differenzialsperren. Bei Ackerschleppern können unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten an allen Rädern auftreten. Zum einen kann durch unterschiedliche Radlasten oder Triebkraftbedingungen an den beiden Seiten bei nicht gesperrtem Differenzial eine Drehzahlabweichung auftreten, zum anderen ist meist kein Längsdifferenzial vorhanden, was bei Allradschleppern zu einem festen Übersetzungsverhältnis zwischen Vorder- und Hinterachse führt. Da die Rollradien von Luftdruck und Untergrund beeinflusst werden (Kapitel 3.5.3), wird aus Gründen der Fahrstabilität in der Regel eine Voreilung von bis zu 3 % gewählt; die Umfangsgeschwindigkeit der Vorderräder ist um bis zu 3 % größer als die der Hinterräder. Brenninger untersucht die Auswirkungen dieser Voreilung theoretisch bezüglich Wirkungsgrad und Fahrverhalten bei Kurvenfahrt [159-161]. Die Auswirkungen auf den Wirkungsgrad können anschaulich in einem Kennfeld wie in Bild 12 dargestellt werden. Dabei zeigt sich, dass optimale Wirkungsgrade in etwa bei gleichen Umfangsgeschwindigkeiten von Vorder- und Hinterrädern auftreten. Dennoch ist der Wirkungsgradverlust selbst bei Voreilungswerten bis zu 6 % minimal (unter 2 %) und daher von untergeordneter Bedeutung. Wichtiger ist nach Brenninger das Verhalten bei Kurvenfahrt, wobei durch eine stufenlos regelbare Übersetzung des Allradantriebs der Wendekreis deutlich verkleinert werden kann.

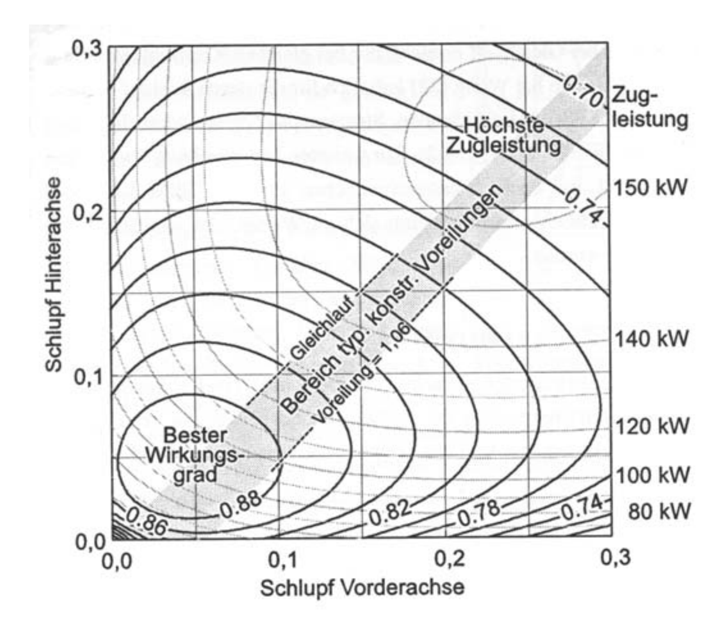


Bild 12: Wirkungsgrad und Zugkraft in Abhängigkeit vom Radschlupf vorne und hinten nach Brenninger [161]

Steinkampf zeigt ein vereinfachtes Verfahren zur Berechnung der Auswirkungen einer Differenzialsperre auf die Zugkraft und den Laufwerkwirkungsgrad [162] unter der Annahme identischer Rollwiderstandswerte und Rollradien sowie eines idealen Differenzials. Unter diesen Annahmen ist die Sperrung des Differenzials im Bezug auf den Laufwerkwirkungsgrad stets von Vorteil, der allerdings je nach Einsatzbedingungen minimal werden kann.

Der Wirkungsgrad des Allradantriebes in Abhängigkeit der Voreilung ist schwierig abschätzbar, da sowohl das Triebkraftverhalten als auch die genaue Radlastverteilung bekannt sein müssen. Für große Vorderräder wird von Söhne eine optimale Vorderachslast von 45 % - 50 % vorgeschlagen [138]. Weitere Untersuchungen konzentrieren sich auf den Einfluss eines geregelten Allradantriebs, mit dem Verspannungen im Antriebsstrang vermieden werden können und somit der Wirkungsgrad erhöht werden kann [159; 161; 163; 164]. Der Wirkungsgradvorteil bei schwerer Zugarbeit mit hohem Schlupf wird in Kapitel 5.2.2 untersucht. Auf Asphalt ist der Allradantrieb im Normalfall nicht zugeschaltet, so dass der Voreilung hier keine Bedeutung zukommt.

3.7 Leistungsbedarf der Anbaugeräte

Um die jeweilige Arbeit mit einem Anbaugerät durchführen zu können, wird eine gerätespezifische Leistung benötigt. Diese kann als Zugleistung in Form von Zugkraft bei einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit, als Zapfwellenleistung oder in begrenztem Umfang auch als hydraulische Leistung vom Schlepper bereitgestellt werden. In den folgenden Kapiteln soll dieser Leistungsbedarf beschrieben werden, insbesondere bezüglich der Zugleistung, der die größte Bedeutung zukommt.

3.7.1 Zugleistungsbedarf der Anbaugeräte

Neben den beschriebenen schlepperseitigen Einflussgrößen auf den Kraftstoffverbrauch hat auch der Zugkraft- bzw. Zugleistungsbedarf der Anbaugeräte eine große Bedeutung. Der Kraftstoffverbrauch ist in etwa proportional zum Zugleistungsbedarf, Ausnahmen bilden extrem leichte und schwere Zugarbeiten. Trotz des wesentlichen Einflusses der Zugkraft auf den Kraftstoffverbrauch wird dieser Zusammenhang nur selten direkt untersucht. In dieser Arbeit sollen vornehmlich die Auswirkungen unterschiedlicher Zugkräfte auf den Verbrauch und die optimalen Schleppereinstellungen bei unterschiedlicher Zugkraft genauer untersucht werden (Kapitel 5.1).

Die Verbesserung der Geräte bezüglich Zugkraftbedarf bietet ein erhebliches Potenzial zur Kraftstoffersparnis. In Zukunft wird die Aufgabe der Leichtzügigkeit von Geräten auch im Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch verstärkt für die Entwicklung von Bearbeitungswerkzeugen und Gerätekonzepten weiter an Bedeutung gewinnen.

Zum Zugkraftbedarf von Anbaugeräten bei unterschiedlichen Bedingungen liegen zahlreiche Veröffentlichungen vor. Einen Überblick über die durchgeführten Messungen gibt Schutte [165]. Untersuchungen zum Pflug standen dabei aufgrund der großen Bedeutung dieses Gerätes im Vordergrund, beispielsweise [91; 166]. Durch die steigende Verbreitung anderer gezogener oder zapfwellenbetriebener Bodenbearbeitungsgeräte stieg auch die Zahl an Veröffentlichungen zu diesem Thema, insbesondere zu unterschiedlichen Grubberscharformen [166-171]. Gansuch teilt die wesentlichen Einflussfaktoren auf den Zugkraftbedarf in Bodenparameter, Betriebsparameter und Konstruktionsparameter im speziellen Fall für den Pflug ein [172]. Diese Einteilung lässt sich auch auf andere Gerätetypen übertragen.

Untersuchungen bezüglich der Bodenparameter konzentrieren sich auf den Einfluss von Tongehalt, Bodenfeuchte und Bodendichte, daneben liegen auch Messwerte zum Einfluss von Fruchtfolge und organischen Bodenbestandteilen vor. Während sich ein hoher Tongehalt in allen Messungen durch größere Zugkräfte bemerkbar macht, ergibt sich für die Bodenfeuchte ein anderer Zusammenhang. Dabei sind mittlere Werte vorteilhaft, was durch harte Bodenfragmente im trockenen und klebenden Boden bei feuchten Bedingungen begründet werden kann. Grundlegende Untersuchungen zur gegenseitigen Beeinflussung von Feuchte und Tongehalt stellt Vilde an [173].

Zu den Auswirkungen von Geräteparametern wurden insbesondere für Pflüge zahlreiche theoretische und praktische Untersuchungen zum Zugkraftbedarf für unterschiedliche Schargeometrien durchgeführt, die das Ziel einer Optimierung der Scharform verfolgen. Es zeigt sich für nicht wendende Bodenbearbeitungsgeräte, wie Grubber, ein linearer Einfluss der Fahrgeschwindigkeit [174; 175], für wendende Bodenbearbeitungsgeräte (Pflüge) ein quadratisch ansteigender Zugkraftbedarf [176-178], der in der Literatur wegen der zahlreich bestätigten Messergebnisse als allgemein gültig angenommen wird [165]. Der Einfluss der Arbeitsbreite wird stets als linear angenommen, die Arbeitstiefe verhält sich in einem gewissen Bereich nahezu linear. Durch steigende Bodendichte in tieferen Schichten wird jedoch häufig auch ein progressiver Anstieg der Zugkraft mit der Arbeitstiefe festgestellt.

3.7.2 Modellansätze für den Zugkraftbedarf

Eine grundlegende Arbeit zur Modellierung des Zugwiderstandes stellt Gorjatschkin bereits zu Beginn des letzten Jahrhunderts vor [179; 180]. Dabei wird der Zugwiderstand eines Pfluges aus spezifischem Widerstand des Streichblechs, Widerstand des Bodens gegen Verformen, Reibung zwischen Schar und Boden sowie der Geometrie des Schares berechnet. Es werden auch Fahrgeschwindigkeit, Arbeitsbreite und Arbeitstiefe berücksichtigt. Söhne übernimmt aus diesem Ansatz den statischen und einen dynamischen Anteil [181], aus denen sich der spezifische Pflugwiderstand k nach Gleichung (26) berechnet.

$$k = k_0 + \varepsilon \cdot v^2 \qquad \textbf{(26)}$$

Es zeigt sich in dieser auch von Domsch [182] verwendeten Gleichung der beschriebene quadratische Einfluss der Fahrgeschwindigkeit beim Pflügen. Die Scharform beeinflusst den dynamischen Anteil stark, so können über die Schargeometrie Pflüge für höhere Fahrgeschwindigkeiten optimiert werden. Es ergibt sich der spezifische Pflugwiderstand k bezogen auf die bearbeitete Querschnittsfläche. Andere Untersuchungen behandeln die gegenseitige Beeinflussung einzelner Werkzeuge, wobei sich in Abhängigkeit der Anordnung zueinander Auswirkungen auf den Zugkraftbedarf zeigen, in einfachen Modellgleichungen können diese jedoch nicht dargestellt und erklärt werden. Sie beruhen auf sehr komplexen und dynamischen Vorgängen bei der Bewegung des Bodens während der Bearbeitung.

Ein sehr detailliertes Zugkraftmodell wird von Godwin und o'Dogherty vorgestellt [183]. Dabei werden die Vorgänge zwischen vereinfachten Geräten und dem Boden mit einer Gleichung angegeben, welche die wichtigsten Parameter berücksichtigt. Dieser physikalische Ansatz bringt in der bestehenden Form jedoch Schwierigkeiten bei der Ermittlung aller Parameter und der Übertragbarkeit auf Praxisbedingungen mit sich, weshalb sich einfachere Ansätze häufig als praktikabler erweisen. Gleiches gilt für das Modell von König für verschiedene Bodenbearbeitungsgeräte [184].

Einen Ansatz, der dem von Söhne entspricht und der die Grundlage des ASAE Standard 497.4 darstellt, machen Harrigan und Rotz [185]. Sie liefern gleichzeitig eine große Datenbasis zur Parametrisierung der einfachen Gleichung (27) für unterschiedliche Böden.

$$F_x = s_d \cdot \left(a_g + b_g \cdot v + c_g \cdot v^2\right) \cdot b_G \cdot t_G \qquad \textbf{(27)}$$

Der Parameter a_g gibt den Bodenwiderstand an, die Parameter b_g und c_g den Anstieg mit der Geschwindigkeit. Dabei wird für nicht wendende Bodenbearbeitungsgeräte jeweils $c_g = 0$, für wendende Bodenbearbeitung $b_g = 0$ gesetzt. Somit entspricht die Gleichung (27) genau Gleichung (26) von Söhne. Arbeitsbreite b_G und Arbeitstiefe t_G werden linear berücksichtigt, der Faktor s_d nimmt für unterschiedliche Böden Werte zwischen 0,45 und 1,0 an, um den Zugwiderstand zu berücksichtigen. Ein weiterer Vorteil dieser Gleichung ist, dass auch Nachläufer oder flach arbeitende Säschare ohne Geschwindigkeitseinfluss berücksichtigt werden können, indem sowohl $b_g = 0$ als auch $c_g = 0$ gesetzt werden. Kombinierte Bodenbearbeitungsgeräte können durch Addition der jeweiligen Teilgeräte modelliert werden. Vorteile dieses Modells

sind insbesondere die schnelle und einfache Berechnung für unterschiedliche Arbeitsbreiten, Arbeitstiefen und Fahrgeschwindigkeiten. Außerdem kann auf die Bestimmung von Bodenparametern verzichtet werden und es liegen Parameterwerte für eine Vielzahl von Geräten vor, die so für praxisnahe Berechnungen angewendet werden können (siehe Tabelle A4 im Anhang). Daher ist dieses Modell zur Untersuchung des Kraftstoffverbrauchs gut geeignet. Der Einfluss von weiteren Geräteparametern, wie Scharform oder Anordnung der verschiedenen Werkzeuge, soll nicht Gegenstand dieser Arbeit sein. Solche Untersuchungen können gezielt zur Minimierung des benötigen Zugkraftbedarfs und zur Optimierung des Arbeitsergebnisses durchgeführt werden. Der Vergleich der mit dem ASAE-Standard berechneten Werten mit in Hohenheim durchgeführten Messungen zeigt sowohl für die Geschwindigkeitsabhängigkeit als auch für den Tiefeneinfluss, dass das grundsätzliche Verhalten des Gerätes gut abgebildet wird, Bild 13 [165]. Dennoch können durch Bodenunterschiede Abweichungen auftreten, wie im Bild 13 rechts für Standort A dargestellt. Der Anstieg mit der Tiefe wird auch dabei sichtbar.

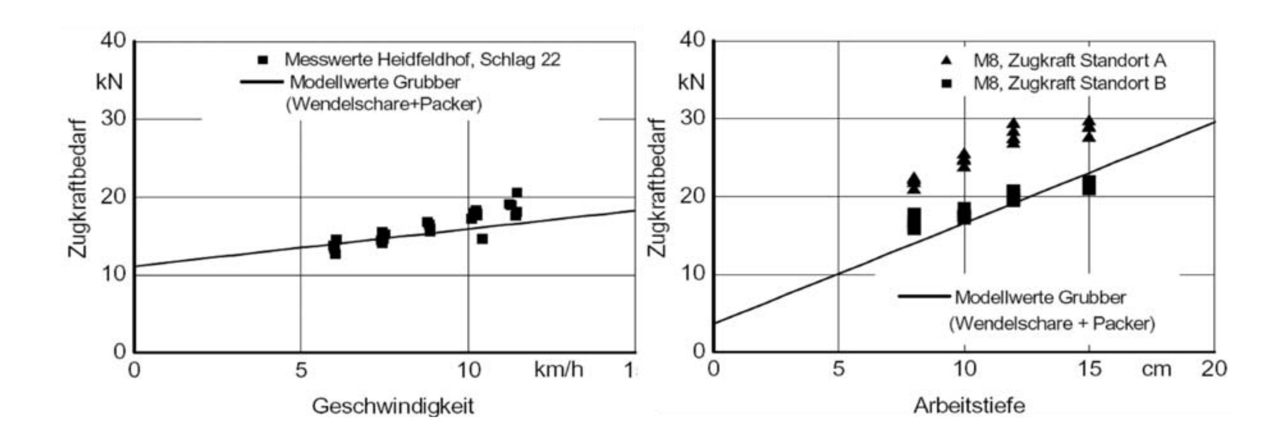


Bild 13: Einfluss von Fahrgeschwindigkeit (links) und Arbeitstiefe (rechts) auf den Zugkraftbedarf, gemessen und modelliert mit Gl. (27), nach Schutte [165]

3.7.3 Leistungsabnahme über Zapfwelle und Fahrzeughydraulik

Neben dem Zugleistungsbedarf wird für verschiedene Geräte auch Zapfwellenleistung oder hydraulische Leistung benötigt, um Antriebe oder Verstellungen am Gerät zu realisieren. Mit Ausnahme der zapfwellengetriebenen Bodenbearbeitungsgeräte ist dieser Leistungsbedarf verglichen mit der Zugkraft gering, weshalb auch nur wenige Untersuchungen zu diesem Thema vorliegen. Um den Betrieb zapfwellengetriebener Bodenbearbeitungsgeräte zu opti-

mieren, schlägt Frerichs eine Untersuchung des optimalen Zapfwellen-Zugleistungsverhältnisses vor [153]. Für eine solche Optimierung ist allerdings für viele Arbeiten eine stufenlose Übersetzung des Zapfwellenantriebes erforderlich, um mit angepasster Motordrehzahl arbeiten zu können [186].

Thakur und Godwin stellen einen Modellansatz für Fräsen vor, bei dem auch Bodenparameter berücksichtigt werden [187] und geben eine Zusammenstellung der gängigsten Gleichungen hierfür. Aus der komplexen Geometrie der Werkzeugbewegung durch den Boden resultieren aufwändige Gleichungen, die Modellrechnungen ohne die Bestimmung zahlreicher Bodenparameter unmöglich machen. Vergleichbare Ansätze wurden von verschiedenen Autoren verfolgt [188; 189]. Untersuchungen zu rotierenden Bodenbearbeitungsgeräten mit senkrechter Welle, wie beispielsweise Kreiseleggen, liegen nicht vor. Zur Abschätzung des Leistungsbedarfs dieser Geräte als Grundlage für Modellrechnungen muss folglich auf die Faustzahlen vom KTBL [190] zurückgegriffen werden.

3.8 Zuordnung von Schlepper und Gerät

Für den Kraftstoffverbrauch sind nicht allein die Wirkungsgrade der Einzelkomponenten entscheidend, sondern ebenso das Zusammenspiel aller Komponenten. Dieser Effekt wird besonders bei der Zuordnung von Schlepper und Gerät deutlich. So ist es offensichtlich, dass ein sehr großer Schlepper mit einem extrem kleinen und damit auch leichtzügigen Gerät durch die große Leistung für die Eigenbewegung ebenso unwirtschaftlich arbeitet wie im umgekehrten Fall, wenn der Schlepper das Gerät kaum ziehen kann und daher mit großem Schlupf arbeitet. Eine genauere Untersuchung der Fragestellung nach der optimalen Zuordnung von Arbeitsbreite und Schlepperleistung wurde von Kutzbach durchgeführt [52]. Dazu werden die bekannten Gleichungen der Fahrmechanik ausgewertet und Berechnungen für drei unterschiedliche Kraftschlussverhältnisse, zwei Werte für den Zugkraftbedarf und Grubber- und Pflugeinsatz untersucht. Es zeigt sich, dass die optimale Kombination von Arbeitsbreite und Fahrgeschwindigkeit erheblich von den Bodenbedingungen abhängt. Grundsätzlich ist langsames Fahren mit breiten Geräten und schweren Schleppern vorteilhaft, wobei es die Tragfähigkeit des Bodens zu beachten gilt. Basierend auf den selben Grundlagen zur Fahrmechanik stellt Schäfer ein Berechnungsverfahren vor, um Schlepper und Gerät optimal aufeinander abzustimmen [191]. Dabei beschränkt er sich auf Allradschlepper bei Zugarbeiten, da hier besondere Anforderungen an das Triebkraftverhalten gestellt werden. Insbesondere Na-

benleistung, Arbeitsbreite, Schleppergewicht und schlupflose Geschwindigkeit müssen aufeinander abgestimmt sein. Daher werden jeweils zwei dieser Parameter vorgegeben und danach Optimierungsstrategien für die anderen beiden ermittelt. Als optimal wird bei bekannter Arbeitsbreite und Fahrgeschwindigkeit die Anpassung von Gewicht und Geschwindigkeit bezeichnet, so dass bei voller Ausnutzung der Motorleistung der maximale Laufwerkwirkungsgrad erreicht wird. Pauschale Aussagen über die optimale Kombination von Schlepper und Gerät lassen sich nach Schäfer nicht ableiten.

Jahns stellt den Einfluss der leistungsbezogenen Masse eines Schleppers dar, den er mit einem Fahrzeugmodell berechnet [192]. Ein Anstieg der leistungsbezogenen Masse hat einen degressiven Anstieg der Flächenleistung zur Folge, der je nach Gerätebreite einen Maximalwert erreicht und bei extrem hohen Leistungsgewichten wieder leicht abfällt. Folglich kann bei verhältnismäßig leichten Schleppern durch eine Gewichtserhöhung viel Kraftstoff eingespart werden, während bei schweren Schleppern der Nachteil von Bodenverdichtungen überwiegt.

3.9 Besonderheiten bei selbst fahrenden Arbeitsmaschinen

Der Kraftstoffverbrauch von selbstfahrenden Arbeitsmaschinen soll in dieser Arbeit lediglich am Rande angesprochen werden. Die Bedeutung von Selbstfahrern ist insbesondere im Bereich der Erntemaschinen sehr groß. Alle Untersuchungen zum Triebkraftverhalten der Räder und zum Motorwirkungsgrad lassen sich vom Ackerschlepper direkt auf diese Maschinen übertragen. Da anstatt eines mechanischen oder mechanisch-hydraulisch-leistungsverzweigten Getriebes häufig hydrostatische Fahrantriebe Verwendung finden, liegt hier ein wichtiger Unterschied vor. Untersuchungen zum Wirkungsgradverhalten dieser Fahrantriebe sowie die Erstellung entsprechender Kennfelder wurden von Bernhard durchgeführt [39]. Die Wirkungsgrade hydrostatischer Wandler liegen in der Regel deutlich unter denen mechanischer Getriebe. Insbesondere bei hohen Fahrgeschwindigkeiten und geringer Auslastung treten erhebliche Strömungsverluste auf. Dennoch werden sie in nahezu allen selbstfahrenden Arbeitsmaschinen eingesetzt, da die stufenlose Geschwindigkeitsverstellung und das Wenden bei konstanter Motordrehzahl ermöglicht werden und die bauartbedingte räumliche Entfernung vom Motor zu den Triebrädern problemlos überbrückt werden kann.

Ein weiterer wesentlicher Unterschied zu den Schleppern ist der große Nebenleistungsbedarf im Verhältnis zu der geringen Zug- bzw. Rollwiderstandsleistung. Für den Mähdrescher (als

die bedeutendste Erntemaschine) wurde eine umfassende Untersuchung des Leistungsbedarfs von Mugrauer [193] durchgeführt. In der Regel wird der Leistungsbedarf der einzelnen Aggregate als fester Anteil der installierten Motorleistung angenommen, Bild 14, obgleich er fast ausschließlich vom Durchsatz der Maschine abhängig ist. Genauere Untersuchungen für die kleineren Nebenantriebe und bei stückzahlschwächeren Erntemaschinen fehlen nahezu völlig.

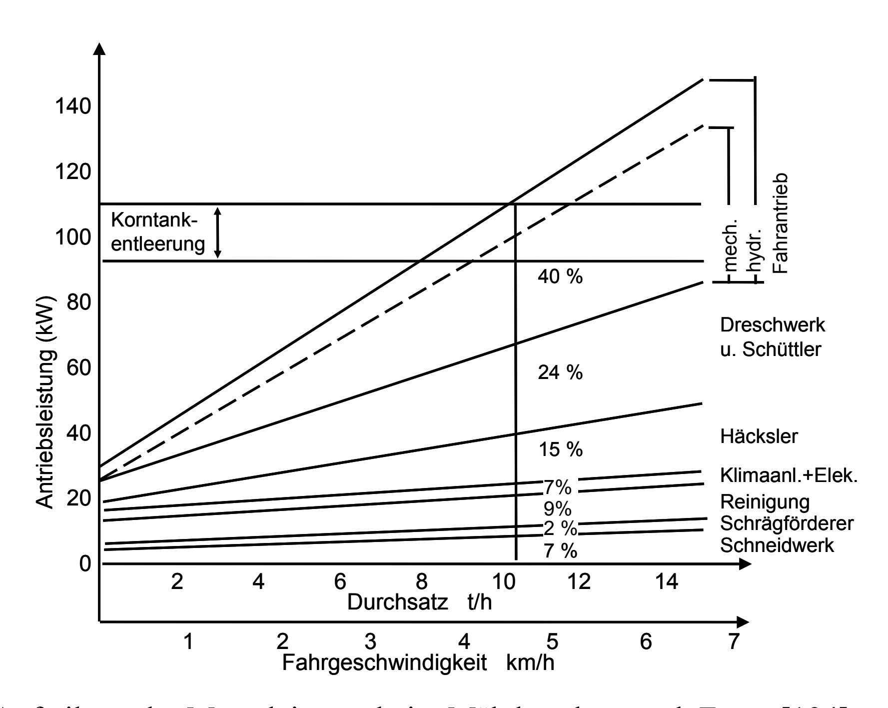


Bild 14: Aufteilung der Motorleistung beim Mähdrescher, nach Freye [194]

3.10 Kraftstoffverbrauch außerhalb der Hauptzeit

Da der Schlepper nicht nur beim Bearbeiten der Fläche an sich (Hauptzeit [190]) Kraftstoff verbraucht, sondern auch während des Wendens am Vorgewende, zudem Standzeiten durch Pausen und Reparaturen sowie Fahrstrecken von und zum Feld oder Transportarbeiten anfallen, muss auch der Verbrauch in diesen Zeiten zur Ermittlung des Gesamtverbrauchs berücksichtigt werden. Untersuchungen zu diesen Nebenzeiten [190] wurden insbesondere von Herrmann durchgeführt [46; 195; 196]. Dabei wird jedoch nicht der Kraftstoffverbrauch, sondern vorrangig der Arbeitszeitbedarf und die Arbeitskosten für unterschiedlich große Schläge berücksichtigt. Eine direkte Untersuchung des Kraftstoffverbrauchs in dieser Zeit liegt nicht vor. Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine solche Untersuchung durchgeführt, die in Kapitel 4.10 beschrieben ist. Standzeiten wurden wegen des meist abgeschalteten Motors nicht berücksichtigt. Der Verbrauch während den Wegezeiten kann bei bekannter Fahrstrecke mit dem im Folgenden vorgestellten Modell berechnet werden.

4 ENTWICKLUNG DES KRAFTSTOFFVERBRAUCHS-MODELLS

Der Kraftstoffverbrauch beim Einsatz von Ackerschleppern wird einerseits stark durch die benötigte Zugkraft der Geräte, andererseits durch die diversen Wirkungsgrade der Schlepperkomponenten beeinflusst. Das sind insbesondere der Motor-, Getriebe- und Laufwerkwirkungsgrad, die im Einzelnen betrachtet werden sollen. Von besonderer Bedeutung ist dabei der Laufwerkwirkungsgrad, der mit Werten von 30 bis 80% relativ niedrig ist, und abhängig von den schlepper- und bodenspezifischen Einflussfaktoren stark variiert. Um die Bedeutung der einzelnen Parameter gezielt beurteilen zu können, eignen sich Messungen nur begrenzt, da der Boden schon sehr kleinräumig starke Unterschiede aufweist. Deshalb wird ein detailliertes Fahrzeug- und Gerätemodell benötigt, mit dem die einzelnen Einflussfaktoren untersucht werden können. Im Folgenden wird der Aufbau eines solchen Modells beschrieben, welches speziell zur Berechnung von Kraftstoffverbrauchswerten optimiert ist.

Die Validierung des Modells erfolgt durch den Vergleich modellierter Verbrauchswerte mit Messwerten, die mit einem in Hohenheim entsprechend ausgestatteten Schlepper durchgeführt wurden.

4.1 Aufbau des Fahrzeugmodells

Da möglichst viele Einflussfaktoren genau beurteilt werden sollen, werden für das Modell eine hohe Genauigkeit und die Berücksichtigung möglichst vieler Einflussparameter verlangt. Auch Parameter, deren Relevanz als wenig bedeutend eingestuft wird, können so untersucht werden. Nach der Verifizierung können sie für weitere Untersuchungen vernachlässigt werden, wenn sich der geringe Einfluss bestätigt.

Folgende Parameter sollen untersucht werden:
- Einfluss von Zugkraft und Fahrgeschwindigkeit
- Hangneigung in Fahrtrichtung und seitlicher Richtung
- Masse und Geometrie (Radstand, Spur, Schwerpunkt, Zug-Angriffspunkt, ...)
- Zuschalten von Allradantrieb, Differenzialsperre hinten
- Unterschiedliches Triebkraftverhalten für alle vier Räder
- Stufung der Gänge/ Lastschaltstufen
- Einfluss der Fahrstrategie (Tempomat, Fahrgeschwindigkeit, Gang, ...)

Der erwartete Einfluss dieser Parameter wird als sehr unterschiedlich eingestuft, dennoch sind sie alle detailliert auf ihre Bedeutung zu überprüfen. Nur so kann für weitere Untersuchungen eine objektive Auswahl durchgeführt werden.

Es wird ein statisches Modell entwickelt, Beschleunigungsvorgänge sind zur Beurteilung konstanter Fahrzustände unter Berücksichtigung von Schlepper- und Geräteeinstellungen kaum von Bedeutung. Lediglich für den Vergleich mit den bei der Bodenbearbeitung gemessenen Verbrauchswerten wird die Beschleunigung des Fahrzeugs durch eine zusätzliche Kraft berücksichtigt, die verglichen mit der Zugkraft jedoch gering ist. Hinzu kommt, dass bei der Feldarbeit die Kraft des Abbremsens nicht in den Fahrzeugbremsen umgesetzt wird, sondern die benötigte Triebkraft reduziert. Zugkraftspitzen können so durch Reduzierung der Fahrgeschwindigkeit sogar kompensiert werden. Die sehr kurzzeitigen Geschwindigkeitsschwankungen während der Bodenbearbeitung sind für den Kraftstoffverbrauch von geringerer Bedeutung und werden daher bei den Modellrechnungen in Kapitel 5 vernachlässigt.

Ein weiterer Punkt für die Wahl des statischen Modells ist die Durchführbarkeit der Einzelparameterbetrachtung bei vertretbaren Rechenzeiten. Während dynamische Modelle oft mit dem Kraftfluss des Antriebsstranges rechnen, also von Seiten des Motors her, wird für dieses statische Modell der umgekehrte Weg von Seiten der Räder her gewählt. Es kann beispielsweise für definierte Zugkräfte ein Vergleich verschiedener Fahrgeschwindigkeiten direkt berechnet werden, ohne die Geschwindigkeit durch Regelsysteme einstellen zu müssen, da diese direkt als Eingangsgröße in das Modell einfließt. Bei anderen Modellen muss das Motormoment so lange angepasst werden, bis sich die gewünschte Geschwindigkeit einstellt. Die Zahl der Iterationsschritte wird so minimiert und die Rechenzeit reduziert.

Ein Schema des Modells ist in Bild 15 dargestellt. Auf der linken Seite stehen die Eingangsparameter, die im Falle der Zugkraft und der Reifenkennwerte aus separaten Modellen, einem Gerätemodell und einem Reifen-Boden-Modell, stammen können. In diesem Kapitel wird vornehmlich der rechte Teil betrachtet, in dem die Module des Schleppermodells dargestellt sind. Im Einzelnen sind dies die Module: Radlastmodell, Antriebsstrang, Getriebemodell und Motorkennfeld. In Kapitel 4.3 ist außerdem das integrierte Reifen-Boden-Modell beschrieben, mit dem die Triebkraft-Schlupf-Kurven berechnet werden, die dann wiederum als Eingangsgrößen für das Schleppermodell genutzt werden. Grundsätzlich können hier allerdings auch andere Modelle oder Messwerte herangezogen werden.

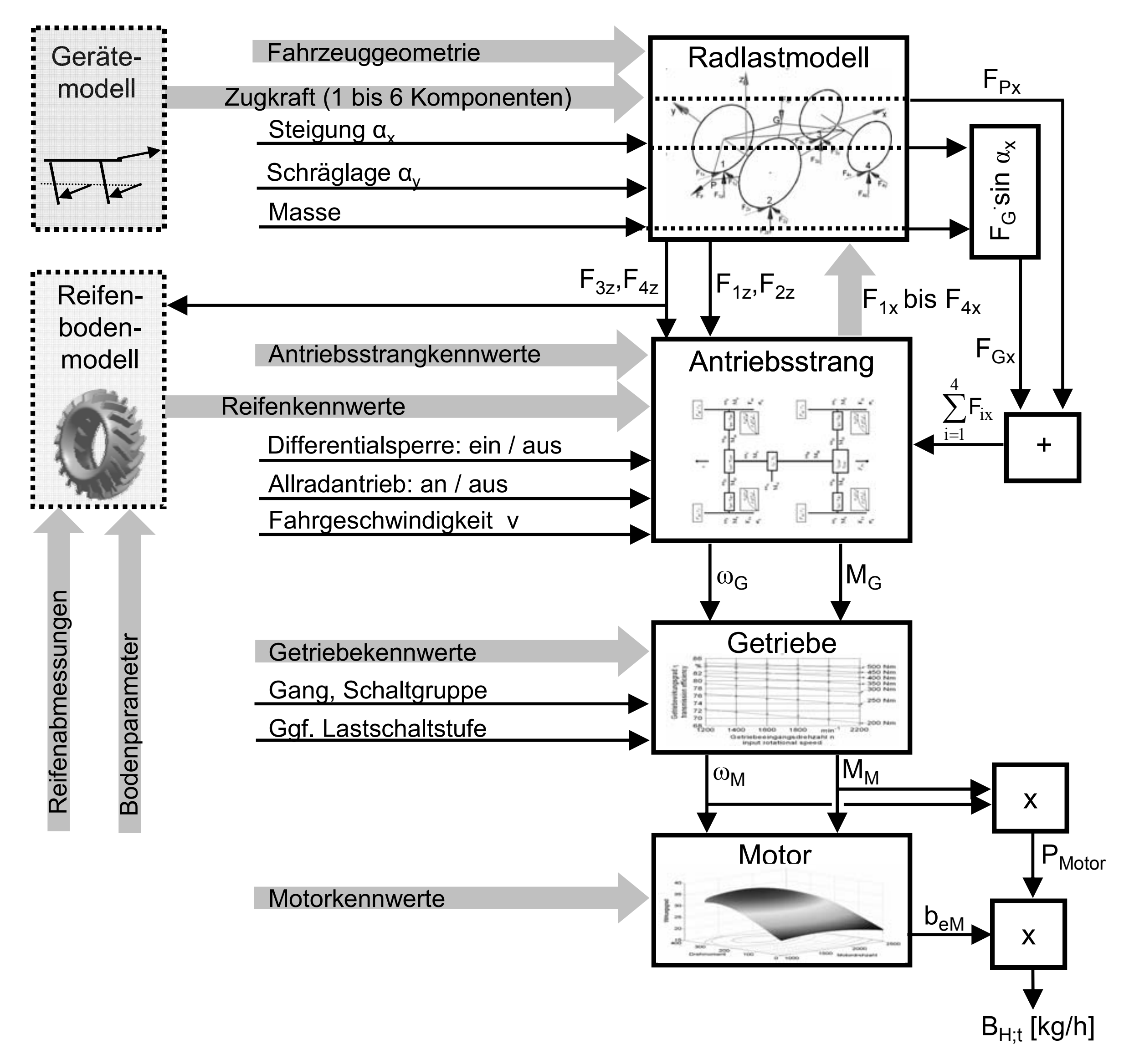


Bild 15: Schematischer Aufbau des Modells mit allen Eingangsparametern

Zwischen den einzelnen Modulen sind die Parameter dargestellt, die jeweils als Rechengrößen weitergegeben werden. Die Eingangsparameter sind mit breiten Pfeilen gekennzeichnet, wenn mehr als ein Wert in das Modell einfließt. Die einzige gezeigte Rückkopplung ist die im Folgenden beschriebene Nutzung der Zugkräfte F_{1x} bis F_{4x} für die Radlastverteilung, die aus diesem Grund vom Antriebsstrangmodell zur Radlastverteilung zurückgeführt werden. Die Anzahl der benötigten Iterationsschritte ist jedoch so klein, dass die Rechenzeit nur geringfügig beeinflusst wird, in der Regel werden bereits bei einmaliger Rückführung der Werte ausreichend genaue Ergebnisse erzielt.

4.2 Fahrzeuggeometrie und Radlastverteilung

Die Fahrzeuggeometrie des Schleppers ist für das dynamische Fahrverhalten von großer Bedeutung. Auf den Kraftstoffverbrauch wirkt sich insbesondere die Radlastverteilung aus, da diese erheblichen Einfluss auf das Triebkraftverhalten der einzelnen Räder und den Antriebsstrang hat. Des weiteren ergeben sich bei Steigungen und Beschleunigungsvorgängen durch die Fahrzeugmasse Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch.

Bei dem Berechnungsverfahren wird von Standardschleppern mit Pendel-Vorderachse ausgegangen. Bei Vorderachsfederung bleibt bei den meisten Ausführungen die Pendelwirkung der Vorderachse erhalten, so dass kein Einfluss auf die Radlastverteilung der Vorderachse entsteht. Beim Feldeinsatz ist diese Federung häufig ausgeschaltet. Eine Einzelradaufhängung kommt bei Ackerschleppern nur in Ausnahmefällen vor und wird daher nicht gesondert berücksichtigt. Die hierdurch bei der Untersuchung von Spezialschleppern entstehenden Fehler sind dennoch minimal. Genauere Ergebnisse lassen sich mit Mehrkörpersimulationsmodellen (MKS) berechnen, in die ein Reifenmodell integriert sein muss, um die dynamischen Radlasten zu berechnen.

Um die Radlasten am Ackerschlepper bei Steigungsfahrt und seitlicher Hangneigung sowie bei frei angreifender Zugkraft zu berechnen, sind neben den statischen Gleichgewichtsbedingungen auch iterative Verfahren notwendig, da die Radlastverteilung auch von der Zug- und Seitenkraftverteilung beeinflusst wird. Die Aufstandskraft kann für jedes Rad des Schleppers in Normalkraft und Hangabtriebskraft zerlegt werden. Wie bei Untersuchungen zum Treibkraftverhalten üblich, wird die Normalkraft zum Boden im Folgenden als Radlast bezeichnet. Zur Berechnung der Radlasten werden zunächst die im Weiteren genutzten Bezeichnungen definiert.

Der Ursprung des in Bild 16 gezeigten Koordinatensystems befindet sich mittig in der Hinterachse des Schleppers, die x-Achse liegt in Fahrtrichtung, die y-Achse nach links, beide parallel zur Bodenebene. Folglich ist die z-Richtung die Senkrechte zum Boden, mit der auch die Radlasten wirken. Durch die Indizierung der Kräfte F werden der Angriffspunkt und die Wirkrichtung angegeben. Der Index der Momente (nicht in Bild 16 dargestellt) gibt die Drehachse an, sowie die Indizes der Längen l den Bezugspunkt und die Richtungskomponente des jeweiligen Abstandes zum Ursprung. Alle Kräfte und Längen haben in Richtung der Achsen positive Werte, entgegen der Richtung der Achsen negative Werte. Dieses Vorgehen ist für

das Computermodell vorteilhaft, da nicht alle Längen und Kräfte immer die gleiche Richtung haben. So kann beispielsweise die Zugkraft oberhalb oder unterhalb der Hinterachse in schrägem Winkel nach oben oder nach unten angreifen. Mit dem genutzten Verfahren lassen sich Fehler an diesen Stellen vermeiden.

Die Punkte werden wie folgt bezeichnet, zusätzlich sind die Koordinaten (x | y | z) angegeben, Bild 16.

Aufstandspunkt des linken Hinterrads:	1	$\left(l_{1x} \middle| l_{1y} \middle| l_{1z}\right)$
Aufstandspunkt des rechten Hinterrads:	2	$\left(l_{2x} \middle| l_{2y} \middle| l_{2z}\right)$
Aufstandspunkt des linken Vorderrads:	3	$\left(l_{3x} \middle| l_{3y} \middle| l_{3z}\right)$
Aufstandspunkt des rechten Vorderrads:	4	$\left(l_{4x} \middle| l_{4y} \middle| l_{4z}\right)$
Angriffspunkt der Gewichtskraft (Schwerpunkt):	G	$\left(l_{Gx} \middle| l_{Gy} \middle| l_{Gz}\right)$
Angriffspunkt der Zugkraft:	P	$\left(l_{Px} \middle| l_{Py} \middle| l_{Pz}\right)$
Pendelpunkt der Vorderachse	V	

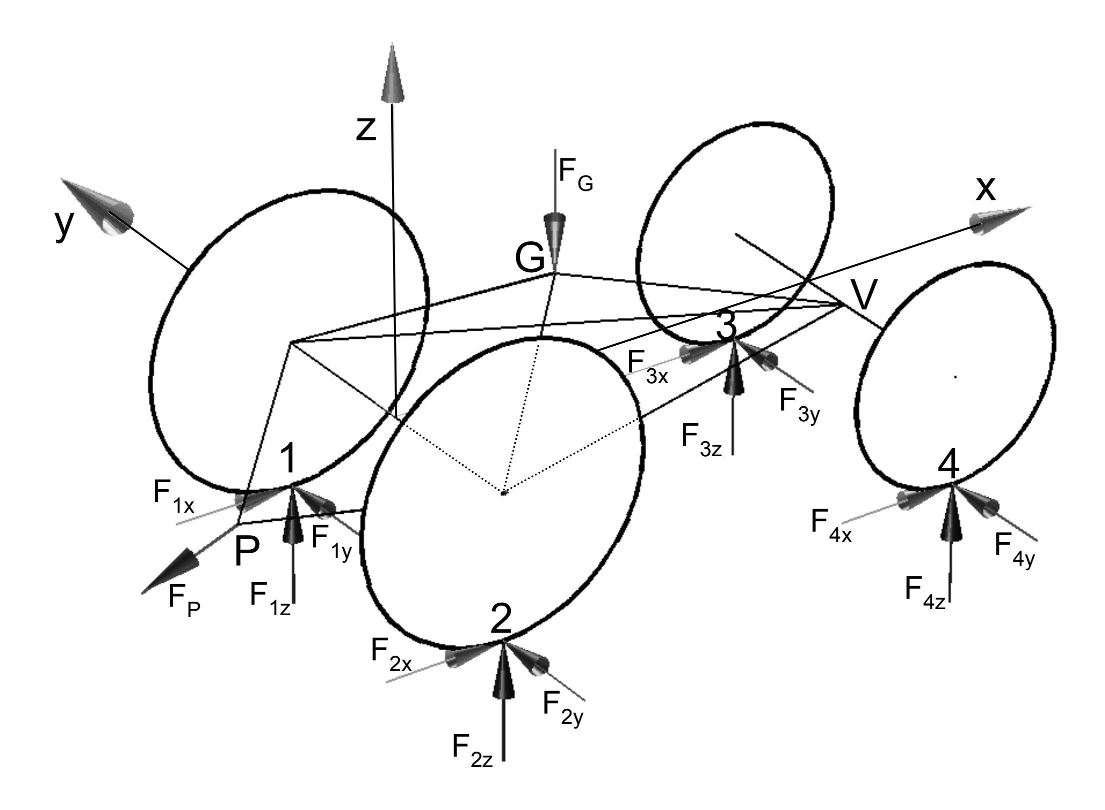


Bild 16: Kräfte an den Radaufstandspunkten (1 bis 4) sowie den Angriffspunkten der Gewichtskraft (G) und der Zugkraft (P)

Bei bekanntem Rollwiderstandsbeiwert ρ und Rollradius r kann der Hebelarm der Radlast bereits in erster Näherung berücksichtigt werden. Die Koordinaten der Aufstandspunkte liegen folglich um diesen Wert in Fahrtrichtung verschoben.

Im erster Näherung werden die Radlasten ohne Berücksichtigung der Zug- und Seitenkraft-verteilung auf die Einzelräder ermittelt. Da die Radlasten in z-Richtung wirken, ist das Momentengleichgewicht um diese Achse vorerst ohne Bedeutung. Zug- und Seitenkräfte in den Radaufstandspunkten erzeugen jedoch auch ein Moment um die x- bzw. y-Achse, welches in den entsprechenden Momentengleichgewichtsbedingungen Gl. (34) und Gl. (35) berücksichtigt werden muss. Da die Zug- und Seitenkräfte der Einzelräder unbekannt sind, wird ihr Anteil am Momentengleichgewicht nach den Gleichungen (31) und (32) ersetzt.

Dazu wird ausgenutzt, dass die Hebelarme, mit denen Zug- und Seitenkräfte auf den Bezugspunkt (Ursprung des Koordinatensystems mittig in der Hinterachse) wirken, für alle Radaufstandspunkte gleich sind. Es wird die Ersatzgröße h_{Hz} (Höhe der Hinterachse) eingeführt, Gleichung (28).

$$h_{Hz} = l_{1z} = l_{2z} = l_{3z} = l_{4z} \qquad \textbf{(28)}$$

Aus den Kräftegleichgewichten in x- und y-Richtung kann die Summe der Zug- bzw. der Seitenkräfte aller Räder folgendermaßen ersetzt werden, Gleichungen (29) und (30).

$$F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} + F_{4x} = -(F_{Gx} + F_{Px}) \qquad \textbf{(29)}$$

$$F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} + F_{4y} = -(F_{Gy} + F_{Py}) \qquad \textbf{(30)}$$

Dann kann der Anteil der nur durch die Zugkräfte (x-Kräfte) erzeugten Momente um die y-Achse, durch Einsetzen von Gl. (28), Ausklammern von F_{1x} bis F_{4x} und Ersetzen dieser durch Gl. (29), unabhängig von der Zugkraftverteilung durch bekannte Größen ersetzt werden, Gleichung (31).

$$F_{1x} \cdot l_{1z} + F_{2x} \cdot l_{2z} + F_{3x} \cdot l_{3z} + F_{4x} \cdot l_{4z} = -(F_{Gx} + F_{Px}) \cdot h_{Hz} \qquad \textbf{(31)}$$

Gleiches gilt für die durch die Seitenkraft der Räder verursachten Momente um die x-Achse.

$$F_{1y} \cdot l_{1z} + F_{2y} \cdot l_{2z} + F_{3y} \cdot l_{3z} + F_{4y} \cdot l_{4z} = -\left(F_{Gy} + F_{Py}\right) \cdot h_{Hz} \quad \textbf{(32)}$$

Anschließend können die Kräfte- und Momentengleichgewichte (Gl. (33) bis Gl. (35)) aufgestellt werden, wobei die im einzelnen unbekannten Seiten- und Zugkräfte der Räder über Gleichung (31) und Gleichung (32) berücksichtigt werden.

$$\sum F_z = F_{Gz} + F_{Pz} + F_{1z} + F_{2z} + F_{3z} + F_{4z} = 0 \quad \textbf{(33)}$$

$$\begin{aligned} \sum M_x = & -F_{Gy} \cdot l_{Gz} + F_{Gz} \cdot l_{Gy} - F_{Py} \cdot l_{Pz} + F_{Pz} \cdot l_{Py} + \left(F_{Py} + F_{Gy}\right) \cdot h_{Hz} \\ & + F_{1z} \cdot l_{1y} + F_{2z} \cdot l_{2y} + F_{3z} \cdot l_{3y} + F_{4z} \cdot l_{4y} = 0 \end{aligned} \quad \textbf{(34)}$$

$$\begin{aligned} \sum M_y = & -F_{Gx} \cdot l_{Gz} + F_{Gz} \cdot l_{Gx} - F_{Px} \cdot l_{Pz} + F_{Pz} \cdot l_{Px} + \left(F_{Px} + F_{Gx}\right) \cdot h_{Hz} \\ & + F_{1z} \cdot l_{1x} + F_{2z} \cdot l_{2x} + F_{3z} \cdot l_{3x} + F_{4z} \cdot l_{4x} = 0 \end{aligned} \quad \textbf{(35)}$$

Die Vorderachse ist als Pendelachse ausgeführt, daher müssen im Drehpunkt die Momente um die x-Achse Null werden. Die Seitenkräfte, die von den Vorderrädern aufgenommen werden, sind jedoch noch unbekannt. Daher wird zunächst eine Annahme für den Winkel γ, mit dem die Resultierende aus y- und z-Kraft auf die Vorderachse wirkt, getroffen, Bild 17. Vereinfacht geht man von einer senkrecht zum Boden wirkenden Kraft aus, der Winkel γ ist dann gleich der seitlichen Hangneigung. Für die Höhe des Pendelpunktes der Vorderachse über dem Boden wird analog zur Hinterachse die Bezeichnung h_{Vz} eingeführt. Diese Größe fließt mit der Schleppergeometrie in das Modell ein.

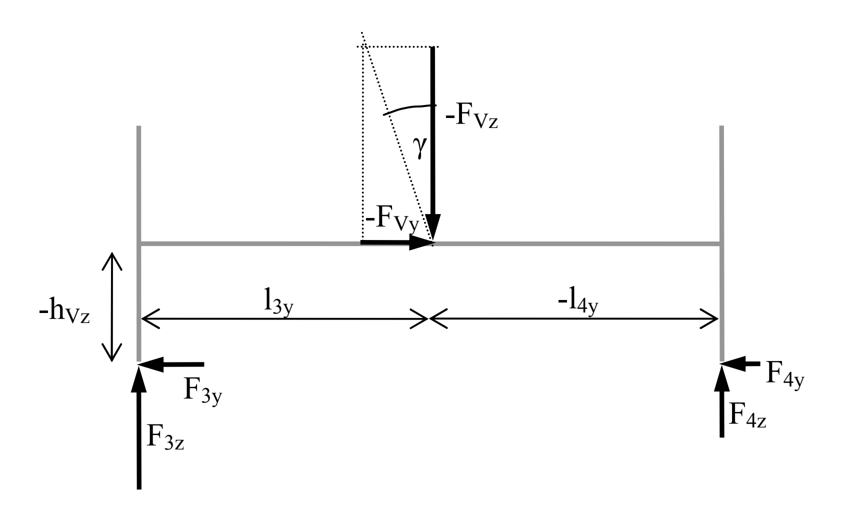


Bild 17: Längen und Kräfte an der Vorderachse

Durch multiplizieren der Stützkraft F_{Vz} mit tan(γ) ergibt sich die Kraft F_{Vy}, die der Summe der Seitenkräfte an beiden Vorderrädern entspricht.

$$F_{Vy} = F_{Vz} \cdot \tan\gamma = \left(F_{3z} + F_{4z}\right) \cdot \tan\gamma \tag{36}$$

Es ergibt sich die Zusatzbedingung, Gleichung (37).

$$\sum M_{Vx} = F_{3z} \cdot l_{3y} + F_{4z} \cdot l_{4y} + \left(F_{3z} + F_{4z}\right) \cdot \tan(\gamma) \cdot h_{Vz} = 0 \tag{37}$$

Und nach Umformung, Gleichung (38):

$$\sum M_{Vx} = F_{3z} \cdot \left(\tan(\gamma) \cdot h_{Vz} + l_{3y}\right) + F_{4z} \cdot \left(\tan(\gamma) \cdot h_{Vz} + l_{4y}\right) = 0 \tag{38}$$

Dieses Gleichungssystem mit 4 Gleichungen (33) bis (35) sowie (38) und den 4 Unbekannten (F_{1z} bis F_{4z}) ist eindeutig lösbar. Die Matrizenschreibweise zur Vereinfachung der Lösbarkeit im programmierten Modell ist im Anhang in den Gleichungen (A1) bis (A5) dargestellt.

Nachdem so die Radlasten in erster Näherung bestimmt wurden, können die zugehörigen Zugkräfte an den Einzelrädern, mit dem in den folgenden Kapiteln gezeigten Verfahren, ermittelt werden. Dazu müssen das Triebkraftverhalten jedes Rades und die Werte des Antriebsstrangs (Allradantrieb, Differenzialsperren, usw.) bekannt sein.

Die Kenntnis der Seitenkräfte ist sowohl für die Bestimmung des Wirkwinkels γ der y-z-Kraft auf die Vorderachse, als auch für die Möglichkeit der Berücksichtigung der jeweiligen Verschiebung der Radaufstandspunkte in seitlicher Richtung notwendig. Es wird das Kräftegleichgewicht in y-Richtung und das Momentengleichgewicht um die z-Achse aufgestellt (Gier-Momente).

$$\sum F_y = F_{Gy} + F_{Py} + F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} + F_{4y} = 0 \tag{39}$$

$$\begin{aligned}\sum M_z = \; & F_{Gy} \cdot l_{Gx} - F_{Gx} \cdot l_{Gy} + F_{Py} \cdot l_{Px} - F_{Px} \cdot l_{Py} \\ & - F_{1x} \cdot l_{1y} - F_{2x} \cdot l_{2y} - F_{3x} \cdot l_{3y} - F_{4x} \cdot l_{4y} \\ & + F_{1y} \cdot l_{1x} + F_{2y} \cdot l_{2x} + F_{3y} \cdot l_{3x} + F_{4y} \cdot l_{4x} = 0\end{aligned} \tag{40}$$

Eine Aussage über die Verteilung der Seitenkräfte zwischen der linken und rechten Seite des Schleppers ist für die vereinfachende Annahme möglich, dass sich die Seitenkräfte proportional zur Radlast verteilen.

$$F_{1y} \cdot F_{2z} - F_{2y} \cdot F_{1z} = 0 \tag{41}$$

$$F_{3y} \cdot F_{4z} - F_{4y} \cdot F_{3z} = 0 \tag{42}$$

Nach Lösen dieses Gleichungssystems (siehe Gleichung (A6) bis (A8) im Anhang) sind damit neben den Aufstands- und Zugkräften auch die Seitenkräfte am Einzelrad in erster Näherung bekannt. Der Winkel γ für die Vorderachse lässt sich nun durch das Verhältnis von der Summe der Seitenkräfte vorne zur Summe der Radlasten vorne nach Gleichung (43) bestimmen.

$$\tan \gamma = \frac{F_{3y} + F_{4y}}{F_{4z} + F_{4z}} \tag{43}$$

Unter der Annahme, dass die relativ geringen Seitenkräfte keine Auswirkungen auf das Triebkraftverhalten haben, können nun in zweiter Näherung die Radkräfte, beginnend mit den Gleichungen (33) bis (35) und (38), berechnet werden. Bereits dieses Ergebnis liefert sehr gute Werte, die in weiteren Näherungen lediglich minimale weitere Korrekturen erfahren.

4.3 Reifen-Boden-Modell

Das Reifen-Boden-Verhalten stellt einen der wichtigsten Einflussfaktoren auf den Kraftstoffverbrauch und gleichzeitig einen der größten Ungenauigkeitsfaktoren dar. Daher ist die Abschätzung dieses Verhaltens von großer Bedeutung. Grundsätzlich lassen sich alle in Kapitel 3.5.2 beschriebenen Modelle zur Vorhersage dieses Verhaltens in das Modell integrieren. Da diese jedoch bei der Bestimmung der benötigten Eingangsparameter meist aufwändige Messungen erfordern, wird hier ein neues Reifen-Boden-Modell vorgestellt, welches speziell auf die Problemstellung der Wirkungsgradberechnung im Feldeinsatz angepasst ist. Dabei soll das Reifenverhalten anhand weniger, leicht mess- oder abschätzbarer Parameter bestimmt werden. Eine wichtige Forderung ist dabei die Berechnung realistischer Ergebnisse, so sollen beispielsweise Triebkraftbeiwerte größer als 1 ausgeschlossen werden. Es wurde ein auf empirischen Gleichungen basierendes Modell erstellt, welches anhand einer Vielzahl von Messergebnissen parametrisiert wurde.

Um den Triebkraftbeiwert und den Rollwiderstandsbeiwert mathematisch in Abhängigkeit des Schlupfes zu beschreiben, können die Gleichungen (44) und (45) herangezogen werden. Sie basieren auf Steinkampfs Gleichungen (9) und (10), die um den Parameter d_1 erweitert wurden [134]. Der Vorteil dieser erweiterten Gleichung ist die mögliche Darstellung eines lokalen Maximums der Triebkraft-Schlupf-Kurven, da das Maximum nicht erst bei stehender Maschine und durchdrehendem Rad auftritt, sondern stets bei geringeren Schlupfwerten.

$$\kappa = a_1 - b_1 \cdot e^{-c_1 \cdot \sigma} - d_1 \cdot \sigma \qquad \textbf{(44)}$$

$$\rho = a_2 + b_2 \cdot \sigma \qquad \textbf{(45)}$$

Die zugehörigen Kurven sind in Bild 18 dargestellt.

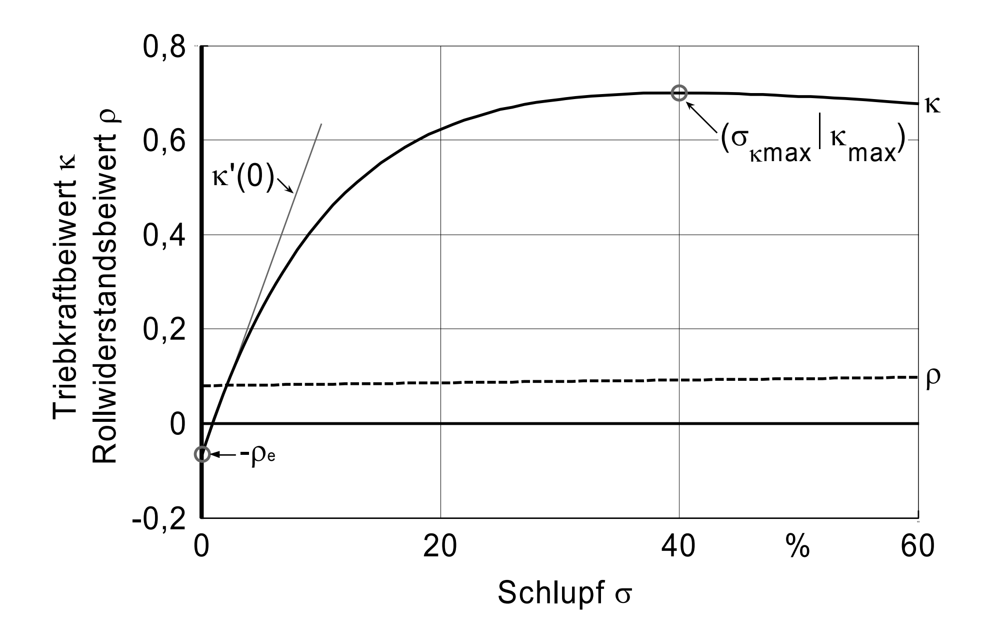


Bild 18: Triebkraftbeiwert und Rollwiderstandsbeiwert in Abhängigkeit vom Schlupf

Um diese Kurven für definierte Reifen- und Bodenbedingungen modellieren zu können, müssen die Parameter a_1 bis d_1, a_2 und b_2 anhand von Reifen- und Bodenparametern abgeschätzt werden. Während die Werte a_2 und b_2 aus Gleichung (45) anschauliche Werte darstellen (y-Achsenabschnitt und Steigung der Geraden), sind die Werte a_1 bis d_1 weniger aussagekräftig. Um dennoch nicht auf die subjektive Beurteilung der Kurve angewiesen zu sein, kann die identische Kurve auch durch vier charakteristische Kennwerte beschrieben werden. Diese sind die x- und y-Koordinate des lokalen Maximums ($\sigma_{\kappa max}$ und κ_{max}), die Steigung bei Nullschlupf ($\kappa'(0)$) und der y-Achsenabschnitt der Kurve, der dem äußeren Rollwiderstand ρ_e entspricht [94; 133] (Kapitel 3.5.3). Der rechnerische Weg zur Transformation dieser charakteristischen Werte in die Werte a_1 bis d_1 ist unten in diesem Kapitel beschrieben [134]. Diese neuen Kennwerte ($\sigma_{\kappa max}$, κ_{max}, $\kappa'(0)$ and $\rho_e(0)$) geben direkt Informationen über das Triebkraftverhalten, wie beispielsweise die maximal übertragbare Kraft oder der Anstieg des Schlupfes mit zunehmender Triebkraft. Um Vorhersagen für diese Kennwerte treffen zu können, wurde als Datengrundlage auf 850 von Steinkampf gemessene Kurven zurückgegriffen [88]. Aufgezeichnet wurden dabei die Reifenparameter: Reifenmarke und -größe, Reifenluftdruck, Stollenhöhe, Laufrichtung, Fahrgeschwindigkeit und dynamischer Rollradius. Auch die Bodenparameter: Bodenart, Bearbeitungszustand, Oberflächenbeschaffenheit, Bewuchs, Vorfrucht, Bodenfeuchte und Porenvolumen liegen für die Versuche vor. Dies stellt eine ausreichend große Datenbasis zur Anpassung der Parameter durch empirische Gleichungen dar. Um die Praxistauglichkeit der Gleichungen zu verbessern, wurden die Eingangsparameter

für die Modellgleichungen abweichend von Steinkampfs Parametern gewählt. Alle Eingangsparameter in Tabelle 5 können relative Werte zwischen 0 und 1 annehmen.

Tabelle 5: Einflussparameter für das Zugkraftmodell mit den entsprechenden Minimum- und Maximumbedingungen.

	Parameterwert 0		1	Eingangsparameter der Modellfunktion
Bewuchs	Bearbeitet	Stoppelacker	Grünland	$k_{Bewuchs}$
Oberbodenfestigkeit	Lockerer Oberboden		Verdichteter Boden	$k_{Fest;O}$
Unterbodenfestigkeit	Lockerer Unterboden		Verdichteter Boden	$k_{Fest;U}$
Tongehalt	Sandboden		Tonboden	k_{Ton}
Bodenfeuchtegehalt	Trocken (5 %)		Nass (30 %)	$k_{Feuchte}$
Rollradius	50 cm (klein)		90 cm (groß)	k_{Radius}
Reifenbreite	25 cm		80 cm	k_{Breite}
Reifendruck	0,5 bar		2 bar	k_{Druck}

Um den Einfluss der Reifen- und Bodenparameter auf die Kennwerte $\sigma_{\kappa max}$, κ_{max}, $\kappa'(0)$ und $\rho_e(0)$ zu ermitteln, werden die verschiedenen Abhängigkeiten dargestellt, wie beispielsweise das Maximum des Triebkraftbeiwertes in Abhängigkeit des Tongehaltes (Bild 19). Die linienförmige Anordnung der Punkte resultieren aus der Einteilung in Bodenklassen, Steinkampf ermittelte nicht für jeden Versuch den exakten Tongehalt. In diesem Fall wurden alle 850 Messergebnisse dargestellt, ohne auf ceteris paribus Bedingungen zu achten. So ist auch die starke Streuung der Werte zu erklären, die durch unterschiedliche Rahmenbedingungen wie Reifen oder Bearbeitungszustände entstehen. Dennoch wird durch die große Anzahl an Messungen diese Streuung kompensiert und es ist ein eindeutiger Trend zu erkennen, der durch eine lineare Regression dargestellt wird. Der mit dem Tongehalt ansteigende Triebkraftbeiwert spiegelt auch die Erwartungen aus anderen Modellansätzen und Messergebnissen gut wieder.

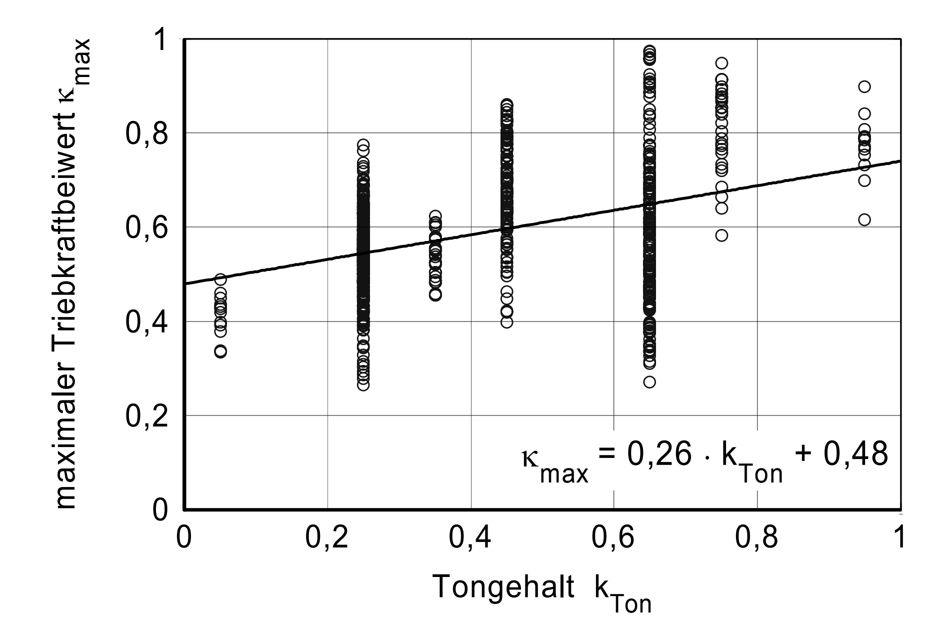


Bild 19: Maximaler Triebkraftbeiwert in Abhängigkeit des Tongehaltes von 850 Messungen

Eine weitere Möglichkeit zur Ermittlung der Zusammenhänge ist die Nutzung von Versuchen, bei denen nur ein Parameter verändert wurde (ceteris paribus Bedingungen). In diesem Fall (Bild 20) wird der Einfluss des Reifenluftdruckes gezeigt, wobei in den 32 Versuchen der Bearbeitungszustand des Bodens, die Reifengröße und die Bodenfeuchte nahezu identisch waren.

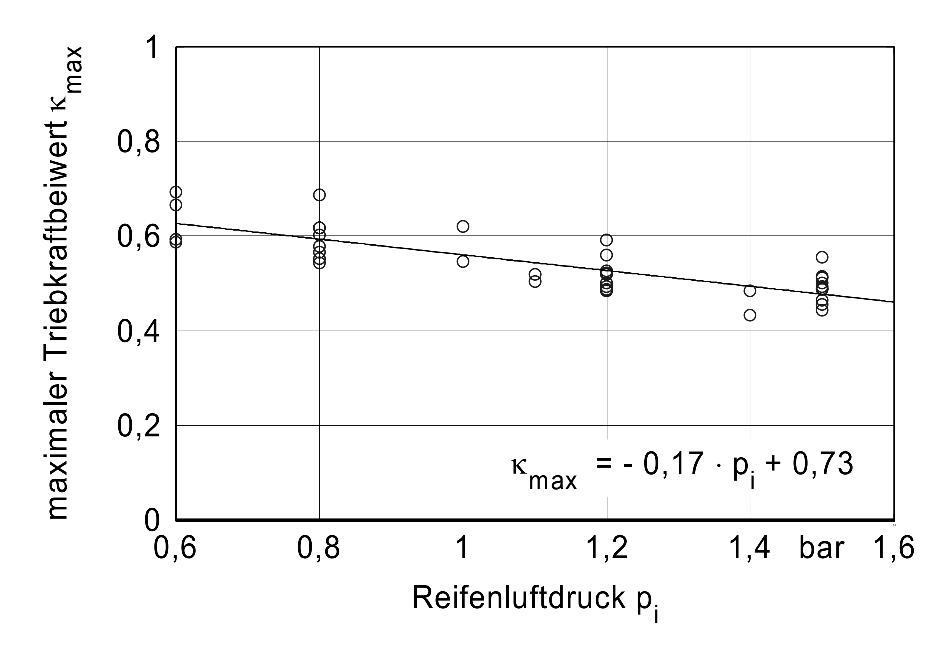


Bild 20: Maximaler Triebkraftbeiwert in Abhängigkeit vom Reifenluftdruck für 32 Messungen unter ansonsten identischen Rahmenbedingungen

Für dieses Beispiel ergibt die lineare Regression ein gutes Ergebnis, allerdings können für andere Rahmenbedingungen abweichende Steigungen der Geraden resultieren. Um diesen Einfluss zu minimieren, wurden Steigungswerte für verschiedene Rahmenbedingungen gemittelt. In den Modellgleichungen können die ermittelten Steigungen nicht direkt eingesetzt werden, da bei Überlagerung mehrerer Einflüsse unrealistisch große oder kleine Werte für den Triebkraftbeiwert resultieren können. Daher wird der lineare Einfluss aller Parameter in Relation zueinander berücksichtigt, so dass auch für Extrembedingungen sinnvolle Ergebnisse resultieren.

Zur weiteren Vereinfachung wurden die drei Reifenparameter zu einem einzigen zusammengefasst (Gleichung (46)).

$$k_{\mathrm{Re}ifen} = \frac{k_{Radius} + k_{Breite} + 1 - k_{Druck}}{3} \qquad \textbf{(46)}$$

Dieser Parameter k_{Reifen} ist ein Faustwert für die Größe der Kontaktfläche von Reifen und Boden. Er nimmt mit größeren und breiteren Reifen sowie mit geringerem Luftdruck zu. Auch wenn dieses nur ein abgeschätzter Wert ist, der keinerlei Bodenparameter einbezieht, so kann doch der Einfluss auf das Triebkraftverhalten und den Rollwiderstand gut dargestellt werden. Eine genauere Modellierung der Kontaktfläche wie in [141] ist für dieses einfache, empirische Modell nicht vorteilhaft.

Um die Vielzahl an Einflussgrößen berücksichtigen zu können, wird zunächst ein linearer Einfluss aller Parameter unterstellt und die gegenseitige Beeinflussung vernachlässigt. Diese Vereinfachungen werden zwar dem komplexen Verhalten in allen Einzelheiten nicht gerecht, die Untersuchung aller gegenseitigen und nicht linearen Einflüsse mit empirischen Modellen ist allerdings nur sehr eingeschränkt möglich. Auch physikalische Modelle stoßen hier an Ihre Grenzen, da sich der Boden mit seinen biologischen Komponenten mit halbempirischen Modellen nur sehr eingeschränkt abbilden lässt. Mit der rein linearen Methode werden bereits gute Ergebnisse erzielt. Weiterhin spricht für dieses additive Verfahren, dass Nachteile bei der Bodenbeschaffenheit beispielsweise durch Vorteile in der Reifengröße tatsächlich ausgeglichen werden können, da zwischen den Eingangsparametern eine gewisse Unabhängigkeit besteht.

Eine Ausnahme bei der Linearität bildet der Einfluss der Feuchte, der optimales Triebkraftverhalten bei Werten zwischen 15 % und 20 % Bodenfeuchte erwarten lässt. Daher wird er mit einem Polynom 2. Grades in der Gleichung berücksichtigt (Bild 21). So wird die Auswirkung etwas zu geringfügig bewertet, es können aber auch keine unrealistischen Optimalbedingungen bei extrem trockenen oder feuchten Böden als Ergebnis resultieren.

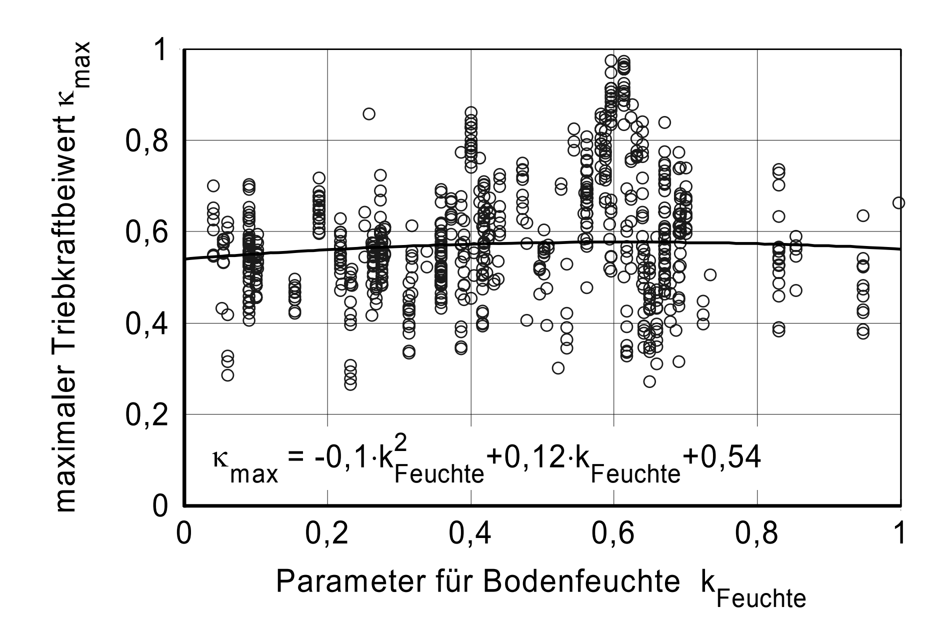


Bild 21: Maximaler Triebkraftbeiwert in Abhängigkeit der Bodenfeuchte für 850 Messergebnisse.

Eine weitere Ausnahme, diesmal bezüglich der gegenseitigen Beeinflussung verschiedener Einflussfaktoren, bilden Kontaktflächengröße und Rollwiderstand. Auf weichem Boden ist eine große Kontaktfläche durch geringere Einsinkung vorteilhaft, während bei hartem Boden der innere Rollwiderstand durch Reifenverformung überwiegt. Daher ist in Gl. (51) diese gegenseitige Beeinflussung berücksichtigt. Weiteres nicht lineares Verhalten und gegenseitige Einflüsse wurden vernachlässigt. Sie könnten durch weitergehende Messergebnisse entsprechend eingearbeitet werden. Beim derzeitigen Kenntnisstand können solche Erweiterungen jedoch noch nicht ausreichend abgesichert werden. Mit den vorliegenden Gleichungen werden bereits gute und realistische Ergebnisse erzielt.

$$\kappa_{\max} = 0{,}31 + 0{,}13 \cdot k_{Bewuchs} + 0{,}11 \cdot k_{Fest;O} + 0{,}09 \cdot k_{Fest;U} + 0{,}07 \cdot k_{Ton} + 0{,}09 \cdot (-4 \cdot k_{Feuchte}^{2} + 4 \cdot k_{Feuchte}) + 0{,}13 \cdot k_{Reifen} \qquad \textbf{(47)}$$

$$\sigma_{\kappa\max} = \frac{55 - 18 \cdot k_{Bewuchs} - 12 \cdot k_{Fest;O} - 8 \cdot k_{Fest;U} - 6 \cdot k_{Ton} + 8 \cdot k_{Feuchte}}{100} \quad \textbf{(48)}$$

$$\kappa'(0) = 5 + 2{,}8 \cdot k_{Bewuchs} + 1{,}3 \cdot k_{Fest;O} \quad \textbf{(49)}$$

Der innere Rollwiderstandsbeiwert ρ_i wächst mit größeren Reifen und geringerem Luftdruck an.

$$\rho_i = 0.015 + 0{,}01 \cdot k_{\mathrm{Re}ifen} \quad \textbf{(50)}$$

Der Rollwiderstandsbeiwert ρ bei Nullschlupf berechnet sich nach Gleichung (51).

$$\begin{aligned}\rho(\sigma = 0) = 0{,}18 - 0{,}02 \cdot k_{Bewuchs} - 0{,}06 \cdot k_{Fest;O} - 0{,}05 \cdot k_{Fest;U} \\ + \left(k_{Fest;O} + k_{Fest;U} - 1\right) \cdot 0{,}03 \cdot k_{\mathrm{Re}ifen}\end{aligned} \quad \textbf{(51)}$$

Die Steigung des Rollwiderstandsbeiwertes ρ variiert nur geringfügig über alle Versuche. Da kein direkter Einfluss der Reifen- und Bodenparameter bestimmt werden kann, wird hier ein konstanter Wert für alle Versuche angenommen.

$$\rho' = 0{,}013 \quad \textbf{(52)}$$

Der äußere Rollwiderstandsbeiwert ρ_e berechnet sich nach Gleichung (53).

$$\rho_e = \rho - \rho_i \quad \textbf{(53)}$$

Nachdem so die 4 Kennwerte $\sigma_{\kappa max}$, κ_{max}, ρ_e and κ'(0) zur Beschreibung der Kurve abgeschätzt wurden, müssen sie in die Parameter a_1 bis d_1 aus Gleichung (44) transformiert werden, um die Triebkraft-Schlupf-Kurve darstellen zu können und für weitere Berechnungen nutzbar zu machen. Dieses geschieht anhand des in [134] gezeigten Verfahrens:

Die Steigung κ'(0) wird auf den Hochpunkt der Funktion bezogen, es ergibt sich die standardisierte Steigung $\kappa'_{sta}(0)$ der Kurve.

$$\kappa'_{sta}(0) = \kappa'(0) \cdot \frac{\sigma_{\kappa \max}}{\kappa_{\max} + \rho_e} \tag{54}$$

Es wird eine Hilfsvariable u eingeführt, die numerisch aus Gleichung (55) berechnet werden kann.

$$\kappa'_{sta}(0) = \frac{(u-1) \cdot \ln(u)}{1 + u \cdot (\ln(u) - 1)} \tag{55}$$

Ausreichend genaue Werte lassen sich allerdings auch mit der genäherten Umkehrfunktion nach Gleichung (56) berechnen.

$$u \approx e^{\frac{\ln(\kappa'_{sta}(0)) - 0.683}{-0.194}} \tag{56}$$

Anschließend werden die Parameter a_1 bis d_1 nach den Gleichungen (57) bis (60) berechnet.

$$b_1 = \frac{\kappa_{\max} + \rho_e}{1 - u \cdot (1 - \ln(u))} \tag{57}$$

$$c_1 = -\frac{\ln(u)}{\sigma_{\kappa \max}} \tag{58}$$

$$d_1 = u \cdot b \cdot c \tag{59}$$

$$a_1 = b_1 - \rho_e \tag{60}$$

Die so berechneten Parameter können in Gleichung (44) eingesetzt werden, um das Triebkraftverhalten für definierte Reifen- und Bodenbedingungen zu beschreiben. Zur Veranschaulichung des Modells sind im folgenden Kapitel 4.3.1 verschiedene Beispielrechnungen dargestellt.

4.3.1 Beispielrechnungen für das Reifen-Boden-Modell

Um zu veranschaulichen, dass auch extreme Annahmen, wie alle Werte k = 0 oder alle Werte k = 1 zwar extreme, jedoch keine unrealistischen Ergebnisse, wie Triebkraftbeiwerte größer als 1, resultieren lassen, sind die entsprechenden Kurven in Bild 22 dargestellt.

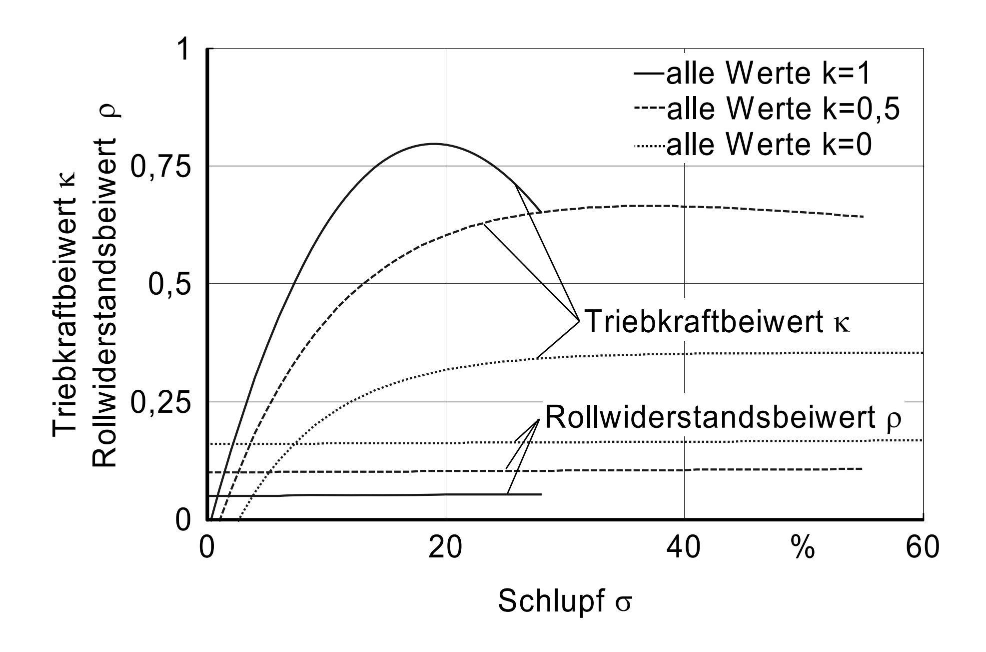


Bild 22: Simulationsergebnisse für extreme k-Werte

In Tabelle 6 sind Ergebnisse dieses neuen Modells dargestellt. Als Beispiel wurden unterschiedliche Bodenbedingungen gewählt, die Parameter dafür wurden geschätzt. Im zweiten Teil der Tabelle sind die charakteristischen Werte, berechnet nach den Gleichungen (47) bis (53), dargestellt. Diese erlauben bereits eine Aussage über das Reifenverhalten bei den gegebenen Bedingungen. Im dritten Teil stehen die Werte a1 bis d1, a2 und b2, die den Kurvenverlauf nach den Gleichungen (57) bis (60) charakterisieren. Mit den Gleichungen können die Kurven dann grafisch dargestellt, Bild 23, oder weitere Berechnungen durchgeführt werden.

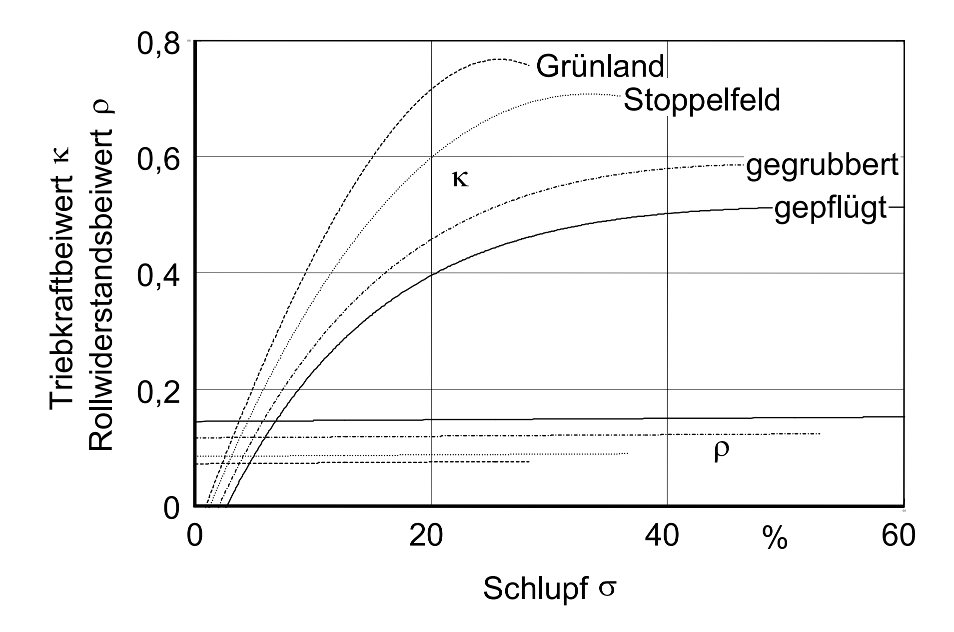


Bild 23: Simulationsergebnisse für unterschiedliche Bodenbedingungen

Tabelle 6: Rechenbeispiele für das Reifen-Boden-Modell mit unterschiedlichen Bodenbedingungen

	Boden	Stoppelfeld	Grünland	gepflügt	gegrubbert
	Reifen	540/65 R30	540/65 R 30	540/65 R 30	540/65 R 30
Reifen und Bodenparameter	$k_{bewuchs}$	0,5	0,9	0,0	0,0
	$k_{fest;O}$	0,6	0,7	0,0	0,25
	$k_{fest;U}$	0,8	0,8	0,1	0,6
	k_{Ton}	0,5	0,5	0,5	0,5
	$k_{Feuchte}$	0,5	0,6	0,5	0,5
	k_{Reifen}	0,6	0,6	0,6	0,6
Charakteristische Kennwerte für das Triebkraft- und Rollwiderstandsverhalten	κ_{max}	0,7073	0,7667	0,5133	0,5858
	$\sigma_{\kappa max}$	0,3340	0,2580	0,5520	0,4820
	$\kappa'(0)$	5,1092	5,2293	5,0000	5,0000
	ρ_i	0,0203	0,0203	0,0203	0,0203
	ρ_e	0,0641	0,0517	0,1243	0,0963
	$\rho(0)$	0,0844	0,0720	0,1446	0,1166
	ρ'	0,0130	0,0130	0,0130	0,0130
Parameter der dazugehörigen Gleichungen	a_1	6,775504	0,904692	0,575806	0,757757
	b_1	6,839570	0,956358	0,700072	0,854023
	c_1	1,712710	-3,658403	7,304972	6,194184
	d_1	6,611145	-8,991432	0,090685	0,267193
	a_2	0,0844	0,0720	0,1446	0,1166
	b_2	0,0130	0,0130	0,0130	0,0130

Die Kurven stellen ein gutes Standardverhalten für die entsprechenden Vorgaben dar. So ist beispielsweise das gute Zugkraftverhalten auf Grünland mit dem Maximum bei geringen Schlupfwerten durch die bei größerem Schlupf abscherende Grasnarbe bedingt, die einen Rückgang der Triebkraft verursacht.

Mit dem gezeigten Modell lässt sich das Triebkraftverhalten schnell und einfach vorhersagen. Die Ergebnisse sind realistisch und die Parameter können für beliebige Praxisbedingungen abgeschätzt werden. Insbesondere dieser Vorteil prädestiniert dieses Modell für die Simulation des Kraftstoffverbrauchs gegenüber Modellen, für die Scherkraft- oder Penetrometermessungen als Eingangsgrößen benötigt werden, und die die Oberbodenbeschaffenheit und den Bewuchs nicht berücksichtigen.

4.3.2 Multi-Pass-Effekt

Der Multi-Pass-Effekt beschreibt die Tatsache, dass der Boden bei mehrfachem Überrollen sowohl die Rollwiderstandseigenschaften als auch die Traktionseigenschaften verändert. Die Vorverdichtung kann mit diesem Modell vereinfacht dargestellt werden, da durch das Überrollen eines Rades für das nächste Rad sowohl die Oberbodenfestigkeit als auch die Unterbodenfestigkeit erhöht werden. Dies geschieht, indem die Festigkeitswerte $k_{Fest;O}$ und $k_{Fest;U}$ nach dem ersten Überrollen abhängig von der Radlast F_z erhöht werden, den Wert 1,0 (vollständig verdichtet) jedoch nie erreichen. Die empirische Gleichung (61) wurde so parametrisiert, dass bei einer Radlast von 2 t die neuen Bodenfestigkeitswerte $k'_{Fest;O}$ und $k'_{Fest;U}$ zwischen den Ausgangswerten und 1,0 liegen. Diese Festigkeitsveränderung (Verdichtung) wird sowohl für den Ober- als auch für den Unterboden gleichermaßen angenommen. In der Modellübersicht (Bild 15) ist die Nutzung der Vorderachslasten im Reifenmodell zur Berechnung des Traktionsverhaltens der Hinterräder dargestellt.

$$k'_{Fest;O} = 1 - \left(1 - k_{Fest;O}\right) \cdot e^{-0,0347 \cdot F_z} \quad bzw. \quad k'_{Fest;U} = 1 - \left(1 - k_{Fest;U}\right) \cdot e^{-0,0347 \cdot F_z} \qquad \textbf{(61)}$$

Möglich ist bei diesem Modell auch die Berücksichtigung eines Einflusses des Bewuchses, der Verdichtungen reduziert. Ebenso ist eine aufstandsflächen-, feuchte- und tongehaltsabhängige Verdichtung des Ober- und Unterbodens denkbar, allerdings fehlt die Datengrundlage für entsprechende Gleichungen. Entsprechendes gilt auch für schlupfabhängige Verdich-

tungen, die sowohl ein Verschmieren als auch ein Auflockern der obersten Bodenschicht bei großem Schlupf verursachen können. Daher wird mit der beschriebenen vereinfachten Annahme gerechnet. Die Ergebnisse und die Auswirkungen der Massenverteilung unter Berücksichtigung des Multi-Pass-Effekts sind in Kapitel 5.4.2 dargestellt.

4.4 Der Antriebsstrang

Zur Berechnung des Antriebsstrangs zwischen Getriebeausgang und Rad müssen die Übersetzungsverhältnisse und Wirkungsgrade der Endantriebe und der Differenzialgetriebe bekannt sein. Dann kann der Leistungsbedarf (genauer Drehzahl- und Drehmomentbedarf) für eine bestimmte Fahrgeschwindigkeit und eine bestimmte Zugkraft berechnet werden. Da hierfür bei unterschiedlichem Traktionsverhalten und Radlasten der Einzelräder der Einfluss der Differenzialgetriebe bei unterschiedlichen Nabendrehzahlen berücksichtigt werden muss, wird im Folgenden ein Verfahren zur Berechnung dieser Einflüsse vorgestellt.

4.4.1 Drehwiderstandslinien der Räder

Um Drehzahl und Drehmoment der Ausgangswellen eines Differenzialgetriebes berechnen zu können, reicht die Kenntnis von Eingangsdrehzahl und -moment nicht aus. Vielmehr müssen die Drehwiderstandslinien (Moment in Abhängigkeit der Winkelgeschwindigkeit) der Ausgangswellen bekannt sein, um die Drehwiderstandslinie der Eingangswelle berechnen zu können. Aus diesem Grund bietet sich eine Betrachtung von Seiten der Räder her an.

Für jedes Rad gelten charakteristische Reifenkennlinien für Triebkraftbeiwert κ und Rollwiderstandsbeiwert ρ in Abhängigkeit vom Schlupf σ. Diese können aus Messungen oder verschiedenen Modellansätzen stammen (3.5), in dieser Arbeit wird das in Kapitel 4.3 beschriebene, neue Reifen-Boden-Modell verwendet. In jedem Fall müssen Gleichungen parametrisiert werden, welche den Triebkraftbeiwert und den Rollwiderstandsbeiwert in Abhängigkeit vom Schlupf angeben. In diesem Fall sind das die Gleichungen (44) und (45). Nach Festlegung dieser Zusammenhänge für jedes Rad kann für bekannte Radlasten das Drehmoment M in Abhängigkeit des Schlupfes angegeben werden. Die Zahlen in den Indices sind charakteristisch für die einzelnen Räder, in den folgenden Gleichungen (62) bis (64) wird beispielhaft das linke Hinterrad behandelt. Der dynamische Rollradius nach Persson [130] ist r.

$$M_1(\sigma_1) = r_1 \cdot F_{1z} \cdot (\kappa_1(\sigma_1) + \rho_1(\sigma_1)) \qquad \textbf{(62)}$$

Die Zugkraft F_{1x} berechnet sich mit der Radlast F_{1z}:

$$F_{1x}(\sigma_1) = \kappa_1(\sigma_1) \cdot F_{1z} \qquad \textbf{(63)}$$

Da der Schlupf bei konstanter Fahrgeschwindigkeit v und bekanntem Radius r direkt von der Winkelgeschwindigkeit ω abhängt, nämlich

$$\sigma_1(\omega_1) = 1 - \frac{\omega_1 \cdot r_1}{v} \qquad \textbf{(64)}$$

können nach Einsetzen von Gleichung (64) in die Gleichungen (62) und (63) das Moment und die Zugkraft für jedes Rad in Abhängigkeit der Winkelgeschwindigkeit angegeben werden. Die zugehörigen Drehwiderstandslinien sind in Bild 24 dargestellt. Zur Berechnung der Getriebeausgangsleistung wird die Zugkraftkurve zwar nicht benötigt, um dann dieser Leistung eine Zugkraft zuordnen zu können, ist diese jedoch unabdingbar.

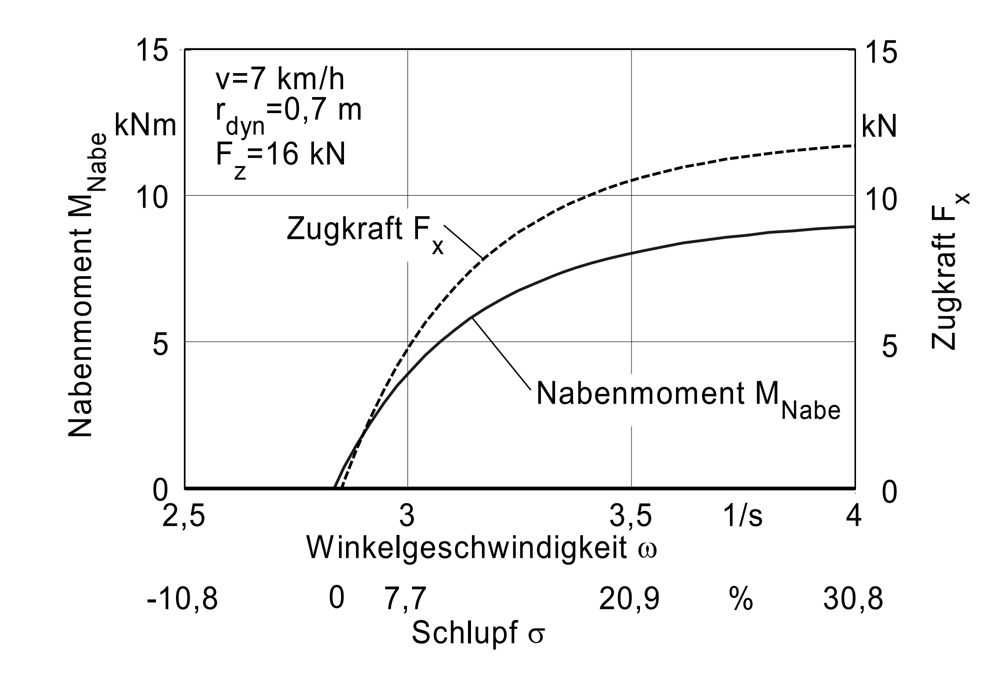


Bild 24 : Drehwiderstandskennlinien am Rad für konstante Fahrgeschwindigkeit.

Der ebenfalls auf der x-Achse dargestellte Schlupf zeigt für die konstante Fahrgeschwindigkeit von v=7 km/h den Nullpunkt bei ω=2,81. Die Gleichungen für diese Drehwiderstandsli-

nien können zwar noch angegeben werden. Das Auflösen nach der Winkelgeschwindigkeit ist allerdings nicht mehr möglich, da die Umkehrfunktion nicht lösbar ist. Deshalb wird im Folgenden numerisch mit den Werten der Drehwiderstandslinien gerechnet. Es werden hoch auflösende Tabellen mit Wertetripels von Winkelgeschwindigkeit, Moment und Zugkraft für jedes Rad erstellt (vgl. Tabelle 7).

4.4.2 Endantriebe

Die Berücksichtigung der Endantriebe erfolgt unter Angabe des Übersetzungsverhältnisses i_E und eines konstanten Wirkungsgrades η_E. Auf eine Abhängigkeit des Wirkungsgrades von Drehzahl und der Auslastung (wie später beim Getriebe) wird dabei zur Vereinfachung verzichtet. Die Drehwiderstandslinien für die Ausgangswellen des Differenzials berechnen sich dann wie folgt:

$$M_{i1} = \frac{M_1}{i_{E1} \cdot \eta_{E1}} \tag{65}$$

$$\omega_{i1} = \omega_1 \cdot i_{E1} \tag{66}$$

Es ergeben sich entsprechend neue Tabellen mit Wertetripels (3 Spalten und n Werte) für die neuen Drehwiderstandslinien, Tabelle 7, welche zur weiteren Berechnung für das Differenzialgetriebe genutzt werden. Die zugeordneten Zugkraftwerte bleiben bei den Endantrieben gleich.

Tabelle 7: Drehwiderstandslinien der Radnabe und der Welle zum Endantrieb, Reifen 480-70 R 34, Stoppelacker, Radlast: 28,9 kN; v=8 km/h; i_{end}=7,07; η_{End}=0,97

Radnabe hinten links			Augangswelle Differenzialgetriebe hinten links		
ω_1	M_1	F_{T1}	ω_{i1}	M_{i1}	F_{T1}
2,866	-1,405	-4,312	20,263	-0,205	-4,312
2,894	0,434	-1,921	20,461	0,063	-1,921
2,924	2,114	0,263	20,673	0,308	0,263
2,953	3,648	2,258	20,878	0,532	2,258
2,984	5,048	4,077	21,097	0,736	4,077
…	…	…	…	…	…
3,911	17,153	19,757	27,651	2,501	19,757
3,965	17,243	19,870	28,033	2,514	19,870
4,020	17,316	19,962	28,421	2,525	19,962

4.4.3 Differenzialgetriebe und Differenzialsperren

Bei der Berücksichtigung von Differenzialgetrieben muss zwischen gesperrtem und ungesperrtem sowie Selbstsperrdifferenzial verschiedener Bauformen in der Vorderachse unterschieden werden. In dieser Arbeit wird jedoch lediglich der Einfluss von idealem und voll gesperrtem Differenzial auch in der Vorderachse gezeigt, da unterschiedliche Sperrwerte lediglich einen minimalen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch haben (vgl. Kapitel 5.2.3.2).

Die Lösung für die beiden Sonderfälle des voll gesperrten und idealen, frei laufenden Differenzials kann anschaulich wie folgt berechnet werden. Die Wertetripels von den Drehwiderstandslinien der Differenzialgetriebeausgangswellen werden für gesperrtes Differenzial jeweils bei gleicher Winkelgeschwindigkeit zugeordnet. Dann werden die Winkelgeschwindigkeit, das Eingangsmoment und die zugehörige Zugkraft mit der Übersetzung und dem Wirkungsgrad des Differenzialgetriebes nach den Gleichungen (67) und (68) berechnet. Sollten in den Wertetabellen nicht die identischen Werte für die Winkelgeschwindigkeiten bzw. Momente vorliegen, so wird entsprechend interpoliert.

$$\omega_H = \frac{\omega_{i1} + \omega_{i2}}{2} \cdot i_{DH} \qquad \textbf{(67)}$$

$$M_H = \frac{M_{i1} + M_{i2}}{i_{DH} \cdot \eta_{DH}} \qquad \textbf{(68)}$$

Die Zugkraft, die der Eingangsdrehwiderstandslinie zugeordnet wird, entsteht durch Addition der beiden Zugkräfte von den Ausgangswellen. Anschaulich kann dieser Zusammenhang für ein Beispiel in Tabelle 8 dargestellt werden. Die ersten 3 Spalten zeigen die Drehwiderstandslinien für die linke, die 4. bis 6. Spalte für die rechte Differenzialgetriebeausgangswelle. Die letzten drei Spalten stellen die Eingangswelle dar. Nun kann beispielsweise für einen hinterradgetriebenen Schlepper dem Wert für die benötigte Triebkraft (Zugkraft, Steigkraft, Rollwiderstand der Vorderräder) nicht nur die benötigte Getriebeausgangsdrehzahl und Drehmoment, sondern auch Drehzahl und Drehmoment der einzelnen Räder zugeordnet werden. Der Schlupf kann dann für jedes Rad aus Winkelgeschwindigkeit und Fahrgeschwindigkeit berechnet werden, im gezeigten Beispiel bei gesperrtem Differenzial ist er stets an beiden Rädern identisch.

Tabelle 8: Werte von Ausgangs- und Eingangswellen des Hinterachsdifferenzialgetriebes (Drehwiderstandslinien), Reifen 480-70 R 34, Stoppelacker, Radlast links: 28,9 kN; rechts 21,4 kN; v=8 km/h; i_{DH}=5,875; η_{DH}=0,97; i_{end}=7,07; η_{End}=0,97

Ausgangswelle Differenzial-getriebe hinten links			Augangswelle Differenzial-getriebe hinten rechts			Eingangswelle Differenzial-getriebe hinten		
ω_{i1}	M_{i1}	F_{T1}	ω_{i2}	M_{i2}	F_{T2}	ω_H	M_H	$F_{T1}+F_{T2}$
20,263	-0,205	-4,312	20,263	-0,152	-3,189	119,043	-0,063	-7,501
20,461	0,063	-1,921	20,461	0,047	-1,421	120,206	0,019	-3,342
20,673	0,308	0,263	20,673	0,228	0,195	121,452	0,094	0,458
20,878	0,532	2,258	20,878	0,393	1,670	122,657	0,162	3,928
21,097	0,736	4,077	21,097	0,544	3,015	123,944	0,225	7,092
21,316	0,922	5,736	21,316	0,682	4,242	125,232	0,281	9,978
21,542	1,092	7,248	21,542	0,808	5,361	126,561	0,333	12,609
21,769	1,246	8,625	21,769	0,922	6,379	127,890	0,380	15,004
22,002	1,387	9,877	22,002	1,026	7,305	129,261	0,423	17,182
22,242	1,515	11,016	22,242	1,120	8,147	130,673	0,462	19,163
22,490	1,631	12,050	22,490	1,206	8,912	132,127	0,498	20,962
22,737	1,737	12,988	22,737	1,284	9,606	133,581	0,530	22,594
22,992	1,832	13,838	22,992	1,355	10,234	135,076	0,559	24,072
...	...	...	...	...	...	...	...	...
27,651	2,501	19,757	27,651	1,850	14,613	162,448	0,764	34,370
28,033	2,514	19,870	28,033	1,860	14,696	164,691	0,768	34,566
28,421	2,525	19,962	28,421	1,867	14,764	166,976	0,771	34,726

Zur Berechnung des idealen Differenzials ist das rechnerische Vorgehen grundsätzlich identisch, nur dass Wertetripels mit jeweils gleichem Moment gegenübergestellt werden. Dann werden die mittlere Winkelgeschwindigkeit und die Summe der Momente berechnet, nach Berücksichtigung der Übersetzung und des Wirkungsgrades ergeben sich die Werte der Eingangswelle, Gleichungen (67) und (68). Bei abweichenden Werten für das Moment in den Tabellen wird interpoliert. Mit diesem Verfahren kann nach Berechnung der Drehwiderstandslinien für definierte Zugkräfte direkt der Leistungsbedarf bestimmt werden, ohne Iterationsverfahren anwenden zu müssen. Insbesondere in der hohen Rechengeschwindigkeit macht sich dieses Verfahren positiv bemerkbar. Auch die korrekte Berücksichtigung unter-

schiedlicher Bereifungen, Traktionsverhältnisse und Radlasten für jedes Rad ist ohne weiteren Aufwand möglich.

4.4.4 Gleichungssystem für den Antriebsstrang

Um den Nutzen des gezeigten Berechnungsverfahrens zu veranschaulichen, wird der Antriebsstrang insgesamt durch ein Gleichungssystem beschrieben. Es muss bei konstanten Fahrzuständen ein Gleichgewichtszustand zwischen Motormoment und Drehzahl, dem gesamten Antriebsstrang mit Verteilergetrieben und Endantrieben, dem Traktionsverhalten der einzelnen Räder und dem Zugkraftbedarf des Fahrzeugs bestehen. Die hierzu benötigten Bezeichnungen und Indices sind in folgendem Bild 25 schematisch dargestellt.

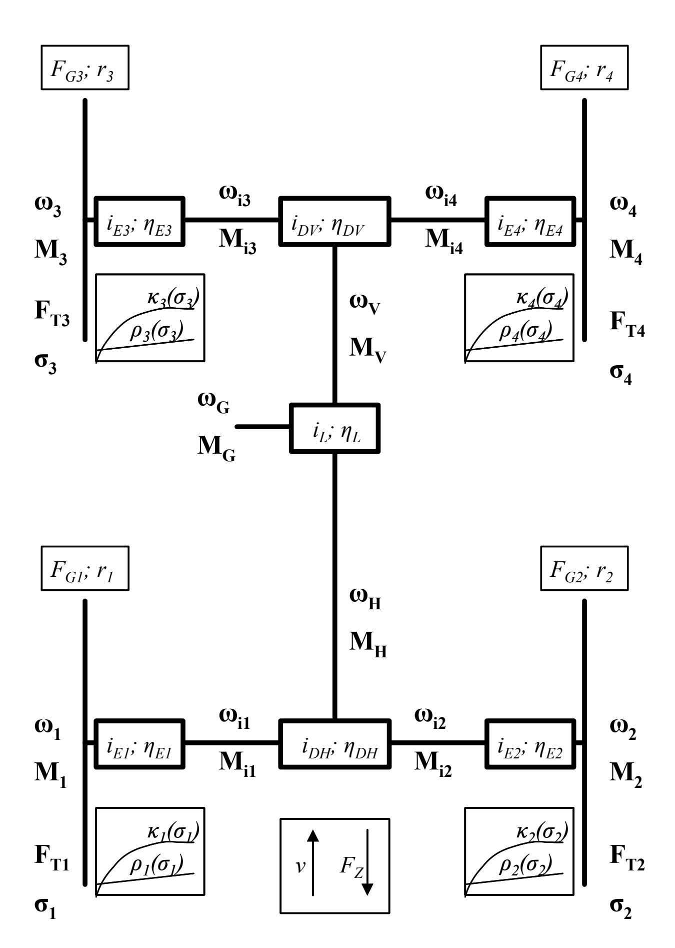


Bild 25: Schema des Antriebsstranges mit allen Bezeichnungen für Eingangsgrößen (kursiv) und Ausgangsgrößen.

Das Gleichungssystem für den Antriebsstrang besteht aus 30 Gleichungen und 30 Unbekannten (Tabelle 9). Für die Differenzialgetriebe wird auch hier nur voll gesperrtes oder unge-

sperrtes Differenzial berücksichtigt. Auch ein Längsdifferenzial kommt bei Ackerschleppern kaum vor und wird daher nicht vorgesehen, es wird lediglich zwischen Hinterrad- und Allradantrieb unterschieden.

Tabelle 9: Gleichungssystem für den Antriebsstrang

Linkes Hinterrad	
$\sigma_1(\omega_1) = 1 - \frac{\omega_1 \cdot r_1}{v}$	(G1)
$M_1(\sigma_1) = r_1 \cdot F_{1z} \cdot (\kappa_1(\sigma_1) + \rho_1(\sigma_1))$	(G2)
$F_{1x}(\sigma_1) = F_{1z} \cdot \kappa_1(\sigma_1)$	(G3)
Rechtes Hinterrad	
$\sigma_2(\omega_2) = 1 - \frac{\omega_2 \cdot r_2}{v}$	(G4)
$M_2(\sigma_2) = r_2 \cdot F_{2z} \cdot (\kappa_2(\sigma_2) + \rho_2(\sigma_2))$	(G5)
$F_{2x}(\sigma_2) = F_{2z} \cdot \kappa_2(\sigma_2)$	(G6)
Linkes Vorderrad	
$\sigma_3(\omega_3) = 1 - \frac{\omega_3 \cdot r_3}{v}$	(G7)
$M_3(\sigma_3) = r_3 \cdot F_{3z} \cdot (\kappa_3(\sigma_3) + \rho_3(\sigma_3))$	(G8)
$F_{3x}(\sigma_3) = F_{3z} \cdot \kappa_3(\sigma_3)$	(G9)
Rechtes Vorderrad	
$\sigma_4(\omega_4) = 1 - \frac{\omega_4 \cdot r_4}{v}$	(G10)
$M_4(\sigma_4) = r_4 \cdot F_{4z} \cdot (\kappa_4(\sigma_4) + \rho_4(\sigma_4))$	(G11)
$F_{4x}(\sigma_4) = F_{4z} \cdot \kappa_4(\sigma_4)$	(G12)
Endantriebe	
$\omega_{i1} = \omega_1 \cdot i_{E1}$	(G13)
$M_{i1} = \frac{M_1}{i_{E1} \cdot \eta_{E1}}$	(G14)
$\omega_{i2} = \omega_2 \cdot i_{E2}$	(G15)
$M_{i2} = \frac{M_2}{i_{E2} \cdot \eta_{E2}}$	(G16)
$\omega_{i3} = \omega_3 \cdot i_{E3}$	(G17)
$M_{i3} = \frac{M_3}{i_{E3} \cdot \eta_{E3}}$	(G18)
$\omega_{i4} = \omega_4 \cdot i_{E4}$	(G19)
$M_{i4} = \frac{M_4}{i_{E4} \cdot \eta_{E4}}$	(G20)

Hinterachsdifferenzial		
Gesperrt	**Ungesperrt**	
$\omega_{i1} = \omega_{i2}$	$M_{i1} = M_{i2}$	(G21)
$\omega_H = \dfrac{\omega_{i1} + \omega_{i2}}{2} \cdot i_{DH}$		(G22)
$M_H = \dfrac{M_{i1} + M_{i2}}{i_{DH} \cdot \eta_{DH}}$		(G23)
Vorderachsdifferenzial		
Gesperrt	**Ungesperrt**	
$\omega_{i3} = \omega_{i4}$	$M_{i3} = M_{i4}$	(G24)
$\omega_V = \dfrac{\omega_{i3} + \omega_{i4}}{2} \cdot i_{DV}$		(G25)
$M_V = \dfrac{M_{i3} + M_{i4}}{i_{DV} \cdot \eta_{DV}}$		(G26)
Allradverteilergetriebe		
Allradantrieb	**Hinterradantrieb**	
$\omega_H = \omega_V$	$M_V = 0$	(G27)
$\omega_G = \dfrac{\omega_H + \omega_V}{2} \cdot i_L$	$\omega_G(\omega_H) = \omega_H \cdot i_L$	(G28)
$M_G(M_H, M_V) = \dfrac{M_H + M_V}{i_L \cdot \eta_L}$		(G29)
Zusatzbedingung für Zugkraft		
$F_{Zug} = F_{T1} + F_{T2} + F_{T3} + F_{T4}$		(G30)

Die Lösung dieses Gleichungssystems wäre die einzige Möglichkeit, den Antriebsstrang ohne iterative oder numerische Verfahren zu berechnen, da er insgesamt mit dem Drehwiderstand der Räder im Gleichgewicht stehen muss. Das Gleichungssystem besitzt zwar genau eine Lösung, diese ist allerdings nicht ohne weiteres zu berechnen. Daher wird sich des oben gezeigten vereinfachten Verfahrens bedient, um die Lösung numerisch zu bestimmen. Andere Modelle wählen hierzu iterative Verfahren, bei denen sich mit fortlaufenden Rechenschritten ein Gleichgewichtszustand einstellt. Diese sind jedoch sehr rechenintensiv und eine stabile Lösungsfindung kann bei schwierigen Ausgangssituationen problematisch sein. Daher sind diese Verfahren für die Simulation von unterschiedlichen Fahrzuständen weniger geeignet.

Bei dem vereinfachten Lösungsverfahren wird immer wieder auf einzelne Gleichungen aus diesem System zurückgegriffen. Dem Lösungsansatz liegt zugrunde, dass die Gleichungen

maximal drei Variablen enthalten (z.B. bei den Differenzialgetrieben), für die es keine weiter entfernten direkten Kopplungen gibt als das logische Zusammenspiel im Antriebsstrang (z.B. beeinflusst die Getriebedrehzahl nicht direkt die Drehzahl des rechten Hinterrades). Daher kann dem Antriebsstrang mit Hilfe der Drehwiderstandslinien von Seiten der Räder her bis zum Getriebe gefolgt werden. Es werden numerisch Umkehrfunktionen bestimmt, die allerdings die Rechengeschwindigkeit weniger stark beeinflussen als Iterationsverfahren. Insbesondere bei gesperrtem und idealem Differenzial kann aufgrund der Vereinfachungen schnell eine Lösung gefunden werden.

4.5 Getriebemodell

Der Getriebewirkungsgrad wird häufig mit konstanten Werten zwischen 80% und 90% angenommen. Bei genauerer Betrachtung trifft dies jedoch nicht zu, da sowohl eine Abhängigkeit von der Drehzahl als auch vom übertragenen Moment (der Auslastung) und dem Übersetzungsverhältnis besteht. Diese Einflüsse, bedingt durch Zahnradpaarungen, Lastschaltstufen, Vorgelegewellen, etc., werden für das Modell vernachlässigt. Lediglich die allgemein gültigen Unterschiede sollen berücksichtigt werden, da sonst schlepperspezifische Ergebnisse resultieren, die keine übergreifenden Aussagen zulassen. So könnte beispielsweise das optimale Übersetzungsverhältnis für eine Arbeit nicht ermittelt werden, da für jeden Gang bauartbedingt unterschiedliche Wirkungsgrade auftreten.

Getriebekennfelder für Ackerschleppermotoren wurden von Reiter [80] und Seeger [55] gemessen. Es zeigen sich für konstante Übersetzung ein starker Anstieg des Wirkungsgrades mit dem Drehmoment und leicht ansteigende Verluste mit der Drehzahl. Im Modell wird für das Planschverlustmoment $M_{Plansch}(\omega)$ ein mit der Drehzahl leicht linear ansteigender Verlauf angenommen, Gleichung (71). Mit dem Übersetzungsverhältnis i_G ergibt sich für Drehgeschwindigkeit des Motors ω_M und des Getriebeausgangs ω_G folgender Zusammenhang, Gleichung (69).

$$\omega_M = \omega_G \cdot i_G \qquad \textbf{(69)}$$

Da Eingangs- und Ausgangsdrehzahl unterschiedlich sind und die Planschverluste nicht von einer dieser Drehzahlen allein beeinflusst werden, werden sie aufgeteilt und zu einem Teil mit

der Eingangsdrehzahl am Anfang und zum anderen Teil mit der Ausgangsdrehzahl nach den Zahnreibungsverlusten $\varsigma_{Zahn}=1-\eta_{Zahn}$ berücksichtigt. Somit entfällt auch das Problem, festzulegen, welche dieser Verluste zuerst berücksichtigt werden. Die Gleichung (70) hat nach Auflösen in und gegen die Richtung des Kraftflusses die gleiche Form.

$$M_G = \left(M_M - M_{Plansch}(\omega_M)\right) \cdot \eta_{Zahn} \cdot \frac{1}{i_G} - M_{Plansch}(\omega_G) \qquad \textbf{(70)}$$

Das drehzahlabhängige Planschmoment $M_{Plansch}$ für die Getriebeeingangs- und Getriebeausgangswelle wird durch die Parameter a_{G1} bis a_{G4} dargestellt, Gleichung (71).

$$M_{Plansch}(\omega_M) = a_{G1} \cdot \omega_M + a_{G2} \qquad M_{Plansch}(\omega_G) = a_{G3} \cdot \omega_G + a_{G4} \qquad \textbf{(71)}$$

Diese Gleichung entspricht bis auf die Aufteilung der Planschverluste den Gleichungen Reiters (Gleichung (5) und (6)) nach entsprechender Umformung. Durch die Berücksichtigung sowohl von Eingangs- als auch von Ausgangsdrehzahl wird auch der grundsätzliche Einfluss der Getriebeübersetzung berücksichtigt.

Der Getriebewirkungsgrad berechnet sich nach Gleichung (72).

$$\eta_G = \frac{M_G \cdot \omega_G}{M_M \cdot \omega_M} \qquad \textbf{(72)}$$

Nach Einsetzen von den Gleichungen (70) und (71) kann der Getriebewirkungsgrad in Abhängigkeit von Motormoment und Drehzahl bestimmt werden. Bei dem von Seeger [55] aufgenommenen Getriebekennfeld handelt es sich um ein stufenloses Getriebe mit hydraulischen Komponenten, allerdings wurde bei der zum Vergleich herangezogenen Messung die Getrieberübersetzung so gewählt, dass die Kraftübertragung rein mechanisch ist. In Bild 26 ist ein Vergleich der gemessenen und berechneten Wirkungsgrade in Abhängigkeit der Drehzahl für unterschiedliche Momente dargestellt. Die Werte zeigen eine sehr gute Übereinstimmung, die auch für Messungen von Reiter bestätigt werden kann.

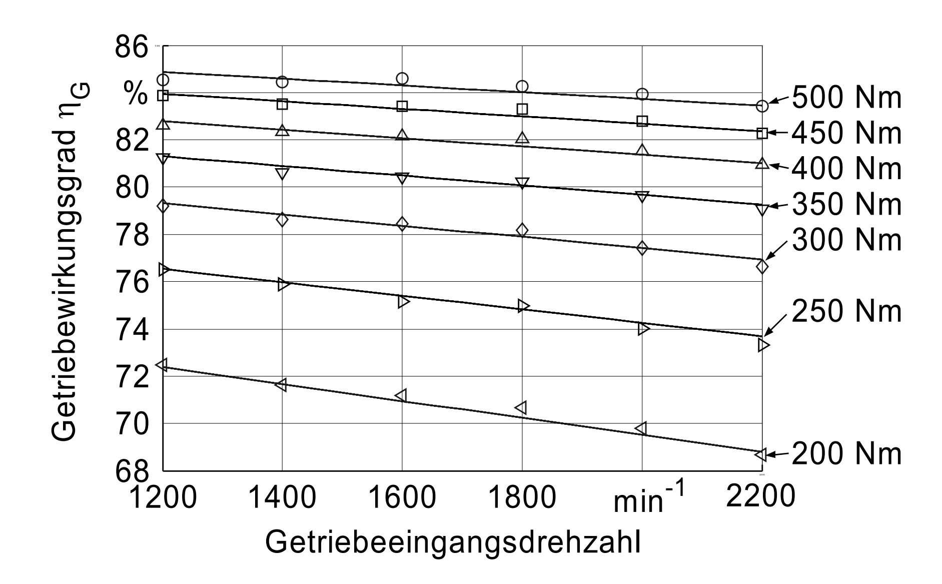


Bild 26: Gemessene Getriebewirkungsgrade nach Seeger [55] mit den modellierten Kurven. (a_{G1}=a_{G3}=0,0065; a_{G2}=a_{G4}=30,1; η_{Zahn}=0,932) Korrelationskoeffizient: r^2 = 0,998

Es zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung der gemessenen Wirkungsgrade mit der Modellfunktion. Für den Versuchsschlepper zur Validierung des Modells wurden die Kennlinien zwar nicht gemessen, dennoch lassen sich grundsätzliche Effekte schon mit abgeschätzten Werten gut darstellen.

4.6 Motorkennfeld

Nachdem die benötigte Motordrehzahl und das Motormoment ermittelt wurden, muss der Kraftstoffverbrauch aus dem Motorkennfeld (häufig als Muscheldiagramm bezeichnet) ermittelt werden. Dieses Kennfeld wurde im stationären Versuch mit einer Zapfwellenbremse für den für die Modellvalidierung eingesetzten Schlepper gemessen, indem den an der Zapfwelle gemessenen Werten von Drehzahl und Drehmoment der gravimetrisch ermittelte Dieselverbrauch gegenüber gestellt wurde. Vorteil bei der Nutzung des Zapfwellenmoments für das Kennfeld ist, dass sich unter Berücksichtigung eines Zapfwellenwirkungsgrades ein Motorkennfeld ergibt, in dem die Nebenaggregate bereits berücksichtigt sind (Kapitel 3.3.2). Für die Berechnung des Verbrauchswertes können dann solche Nebenverbraucher, die zusätzlich Leistung benötigen, wie eine zugeschaltete Klimaanlage, gesondert berücksichtigt werden und zum Fahr- und Arbeitsleistungsbedarf addiert werden.

Um mit dem Modell nicht auf interpolierte Werte zwischen diesen Messpunkten im Motorkennfeld angewiesen zu sein, wird es mit Gleichung (73) beschrieben, welche von der Form her Gleichung (2) in Kapitel 3.3.1 entspricht. Nach Näherung der Parameter m_1 bis m_6 kann der relative Kraftstoffverbrauch b_{eM} in Abhängigkeit von Drehzahl n_M und Drehmoment M_M berechnet werden.

$$b_{eM} = m_1 + m_2 \cdot n_M + m_3 \cdot n_M^{\;2} + m_4 \cdot M_M + m_5 \cdot M_M^{\;2} + m_6 \cdot n_M \cdot M_M \qquad \textbf{(73)}$$

Die Volllastkurve wird mit einem Polynom dritten Grades, die Abregelkurve linear abgebildet. Das so simulierte Motorkennfeld ist in Bild 27 dargestellt. Es erreicht eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten. Der Korrelationskoeffizient r^2 zwischen den gemessenen und modellierten Werten beträgt 0,93, wobei die größten Abweichungen bei Drehmomentwerten unter 100 Nm liegen. Im Bereich größerer Auslastung ist die Übereinstimmung besser.

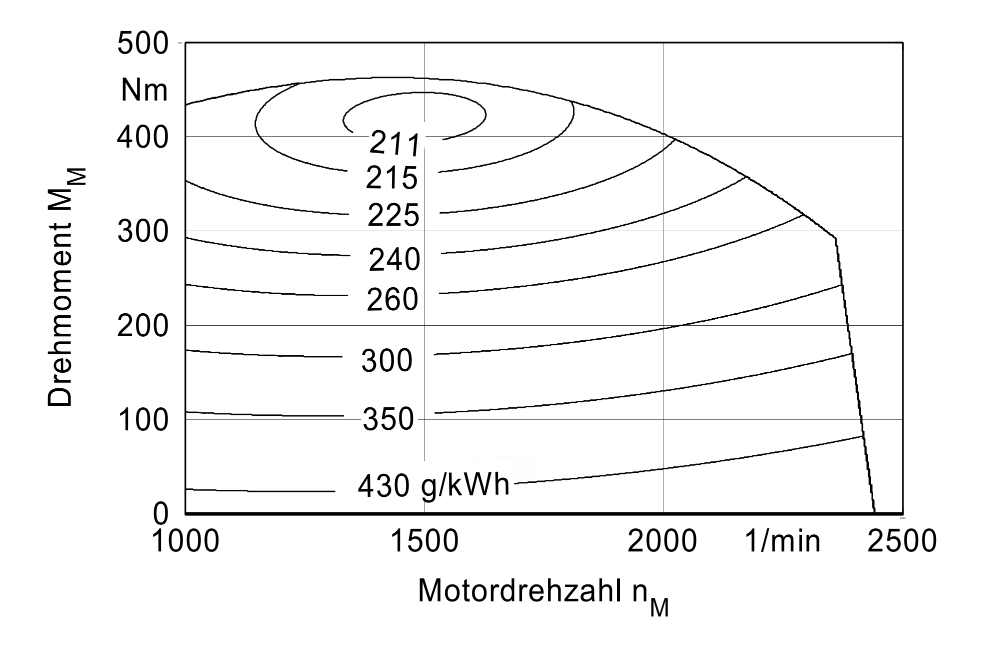


Bild 27: Modelliertes Motorkennfeld des Versuchsschleppers

Aus diesem Kennfeld wird nun der spezifische Kraftstoffverbrauch b_{eM} ermittelt und dann durch Multiplizieren mit der Leistung der absolute Kraftstoffverbrauch B berechnet. Wenn der benötigte Leistungspunkt oberhalb der Maximalleistungskurve liegt, kann die gewählte Einstellung von Geschwindigkeit, Zugkraft und Getriebeübersetzung nicht gefahren werden. So werden beispielsweise bei geschwindigkeitsabhängigen Verbrauchslinien sofort die maximalen Geschwindigkeiten sichtbar.

4.7 Validierung des Fahrzeugmodells

Mit den gezeigten Verfahren ist es möglich, den Kraftstoffverbrauch für den Schlepper unter den Vorgaben von Zugkraft und den schlepperspezifischen Parametern aus Bild 15 zu berechnen. Zur Validierung wurden Messergebnisse herangezogen, um diese mit den berechneten Verbrauchswerten zu vergleichen.

4.7.1 Messeinrichtung zur Modellvalidierung

Zur Messung des Zugkraftbedarfes und des Kraftstoffverbrauches bei der Bodenbearbeitung wurde im Rahmen eines Forschungsprojektes zur Zugkraftkartierung ein Messsystem mit umfangreicher Messwerterfassung aufgebaut [197]. Der eingesetzte Ackerschlepper John Deere 6620 besitzt eine Motorleistung von 92 kW bei Nenndrehzahl und hat einschließlich der Messeinrichtungen und Ballastierung ein Leergewicht von 7500 kg. Als Bodenbearbeitungsgerät steht ein Flügelschargrubber „Smaragd 9/300“ der Firma Lemken mit einer Arbeitsbreite von 3 m zur Verfügung. Die Hauptkomponenten des Messsystems sind ein hochgenaues RTK-GPS, 6-Komponenten Kraftmessung zwischen Schlepper und Gerät, Erfassung von Messwerten (wie dem Kraftstoffverbrauch) aus dem CAN-BUS des Ackerschleppers sowie Messeinrichtungen zur Bestimmung der Arbeitstiefe des Bodenbearbeitungsgerätes (Bild 28).



Bild 28: Ackerschlepper und Bodenbearbeitungsgerät mit Zugkraftmesseinrichtung [165]

Die hier betrachteten Messwerte wurden während der 2. Stoppelbearbeitung mit einem Flügelschargrubber aufgezeichnet, wobei die durchschnittliche Arbeitstiefe 15 cm betrug. Im aufgezeichneten Datensatz sind den Punktwerten der GPS-Position die Messwerte aus Tabelle 10 zugeordnet (Auswahl), die Aufzeichnungsrate betrug 10 Hz.

Tabelle 10: Auswahl der erfassten Messwerte bei der Bodenbearbeitung

Messwert	**Einheit**
Drehzahl CAN Bus	1/min
Hubwerksstellung CAN	%
Kraftstoffverbrauch CAN	l/h
Lastschaltstufe CAN	
Fahrgeschwindigkeit CAN	km/h
Fahrtrichtung GPS	°
Fahrgeschwindigkeit GPS	km/h
Fahrgeschwindigkeit Radarsensor	km/h
Zugkraft Kraftmessrahmen 1-6	N
Zugkraftsensoren EHR	V

Die Ergebnisse der Messungen bei der Bodenbearbeitung zeigen, dass für den betrachteten Schlag „Mohren“ auf dem Versuchsgut „Ihinger Hof“, Renningen, Unterschiede in Bodenart und -dichte Schwankungen um den Mittelwert des Zugkraftbedarfes von ± 60 % bedingen. Die gemessene Zugkraft für das Bodenbearbeitungsgerät als Ausgangswert der Simulation weist daher eine hohe Variabilität über die Fahrtstrecke von 2 x 500 m (Hin- und Rückweg) auf.

4.7.2 Vergleich der Ergebnisse des Modells mit Feldmessungen

Um zur Validierung die gemessenen Werte mit den Ergebnissen des Modells vergleichen zu können, werden die Messdaten zunächst aufbereitet. Dabei wird eine interpolierte Höhenkarte und eine interpolierte Zugkraftkarte des Schlags erstellt, aus denen der Position des Schleppers die entsprechenden Steigungs- und Zugkraftwerte zugeordnet werden. Die Position des Schleppers dient zum Nachfahren der gleichen Fahrstrecke mit dem Modell, um mit dem Versuch vergleichbare Ergebnisse zu simulieren. Die Fahrgeschwindigkeit v wird dabei nicht

als Eingangsparameter berücksichtigt, da diese später von dem Modell berechnet wird. Dazu wurde für die Validierungsberechnung die Fahrgeschwindigkeit iterativ genähert, bis die gewünschte Motordrehzahl oder die Leistungsgrenze des Motors erreicht war. So wird der drehzahlgeregelte Tempomat nachgebildet, mit dem auch im Versuch gefahren wurde. Dieses relativ aufwändige Verfahren zeigt, dass das Modell nicht für derartige Berechnungen, sondern für den Verfahrensvergleich und Einzelparameterbetrachtungen optimiert ist. Anschließend erfolgt die Berechnung mit dem Modell, die Ergebnisse von zwei Fahrspuren sind neben den Messwerten in Bild 29 dargestellt. Die linke Hälfte des Diagramms stellt die Fahrspur bergauf dar, die rechte Hälfte die parallele Fahrspur bergab. Entsprechend ist in der Mitte (nach etwa 500 m) der Unkehrpunkt. Die Darstellung wurde so gewählt, um bei annähernd gleichen Zugkraftunterschieden in den nebeneinander liegenden Fahrspuren auch den Einfluss der Steigung sichtbar zu machen.

Die oberste Kurve für die Motordrehzahl zeigt die durch den Tempomat konstant gehaltene Drehzahl. Lediglich in Bereichen großer Zugkraft stößt der Motor an die Leistungsgrenze und die Drehzahl bricht ein. Es zeigt sich auch, dass dieses Einbrechen der Drehzahl bergauf stärker auftritt als bergab, obwohl der Zugkraftverlauf nahezu spiegelbildlich zur Mittelachse verläuft. Dies wird durch die identischen Zonen (A und B) eines tonreichen Bodens mit hohem Zugkraftbedarf deutlich, die jeweils bei Hin- und Rückfahrt überfahren werden.

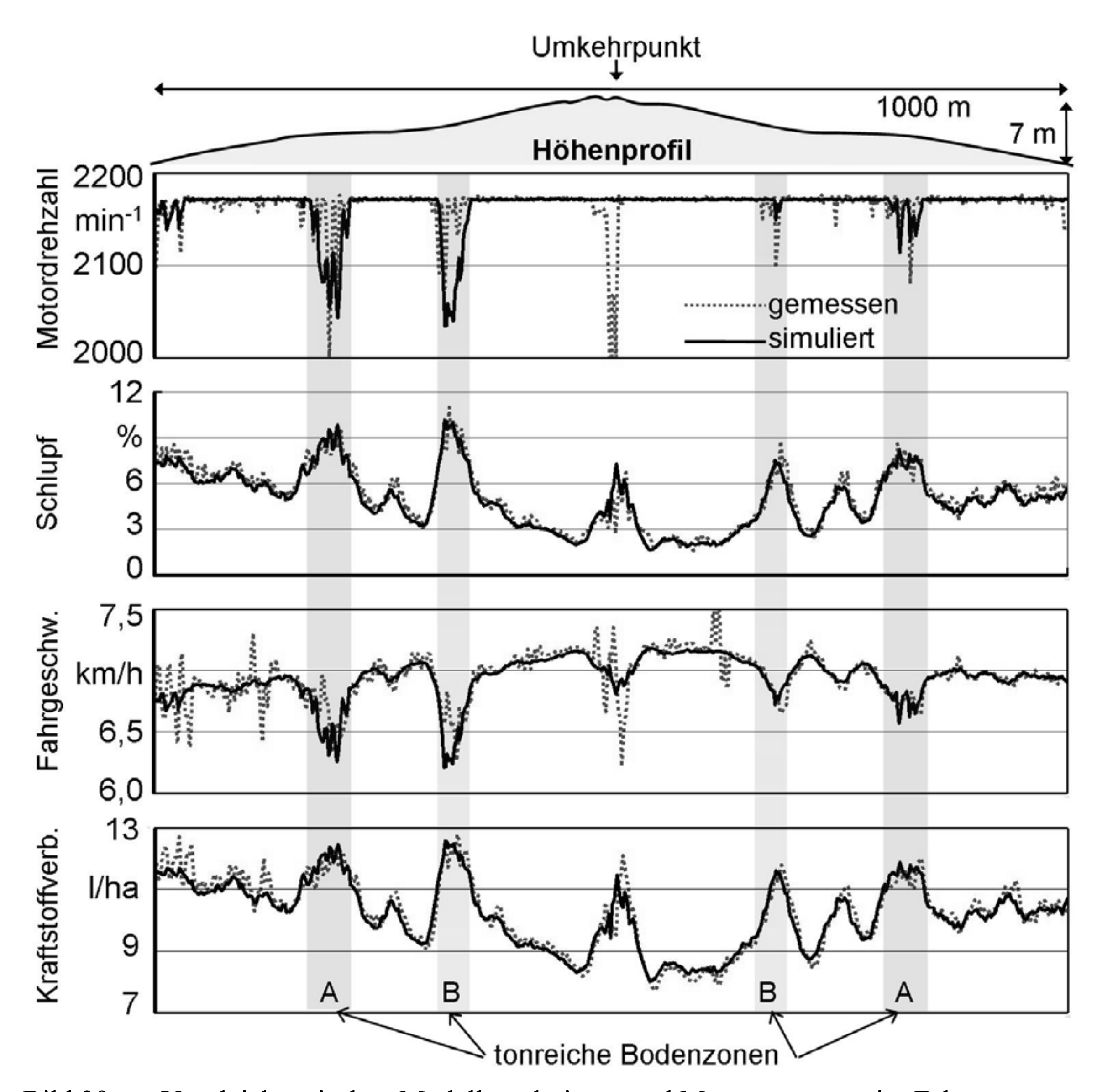


Bild 29: Vergleich zwischen Modellergebnissen und Messwerten zweier Fahrspuren

Der Schlupf, in der zweiten Kurve dargestellt, zeigt die größten Werte an den Stellen der tonreichen Bodenzonen, ebenfalls wird der Einfluss des Hanges deutlich. Die vorgegebenen Triebkraft-Schlupf-Kurven, die normalerweise einen der größten Ungenauigkeitsfaktoren darstellen, konnten aufgrund der guten Bedingungen bei einem trockenen Stoppelacker als für den Schlag konstant angenommen werden, die Übereinstimmung ist auch hier sehr gut.

Die Kurve der Fahrgeschwindigkeit korreliert entsprechend der Motordrehzahl und dem Schlupf gut. Kleinräumige Schwankungen können auf Messungenauigkeiten beruhen oder resultieren aus Reduzierungen der Geschwindigkeit, die nicht durch die Zugkraft begründet sind. Dies ist beispielsweise beim Einbrechen kurz vor dem Wendepunkt zu sehen. Der Schlepper wurde langsamer um zu wenden, im Modell wurde dieses Verhalten nicht berück-

sichtigt. Der Kraftstoffverbrauch im untersten Teil zeigt einen der Messung entsprechenden Verlauf.

In Bild 30 ist die gesamte Karte des Schlages mit den simulierten Kraftstoffverbrauchswerten dargestellt. In dem vergrößerten Teil wird der Unterschied der Fahrspuren bergauf und bergab deutlich, da für die Steigung ein höherer Verbrauch auftritt. Diese Abweichung ist auch bei den gemessenen Werten sichtbar.

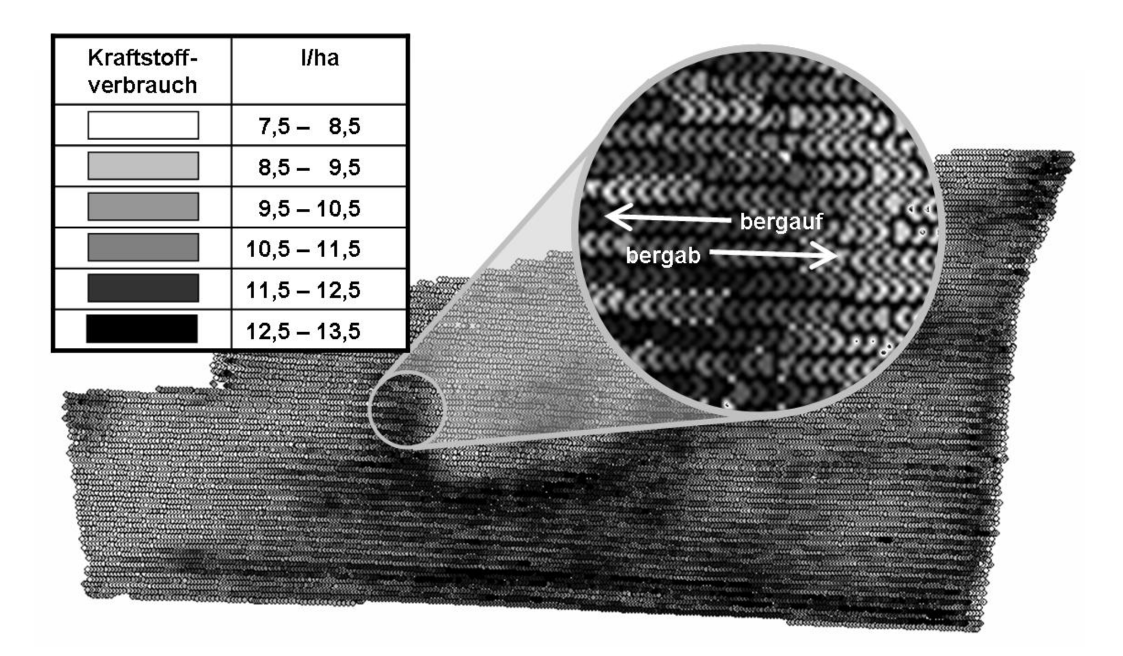


Bild 30: Simulierter Kraftstoffverbrauch aus den Ausgangsparametern Steigung, Zugkraft, Lastschaltstufe und Gang

Die sehr gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung basiert in diesem Fall auch darauf, dass die Zugkraft aus der Messung als Eingangsgröße genutzt wurde. Ziel der Berechnung war die Validierung des Schleppermodells, um anschließend generelle Berechnungen durchführen zu können. Der tatsächliche Verlauf der Zugkraft ist nicht so entscheidend, wenn beispielsweise die Getriebeübersetzung und Fahrgeschwindigkeit für definierte Zugkräfte optimiert werden sollen.

4.8 Zugkraftmodell für Geräte

Für einige Optimierungsberechnungen, insbesondere für Schleppereinstellungen, reicht bereits die Annahme einer konstanten Zugkraft aus, da so der reine Einfluss dieser Einflussfak-

toren dargestellt werden kann. Für die Berechnung des Verbrauchs von landwirtschaftlichen Produktionsketten oder die Optimierung einer Schlepper-Geräte-Kombination können unterschiedliche Zugkraftmodelle integriert werden. Grundsätzlich sind dabei alle in 3.7.2 beschriebenen Modellansätze denkbar, wobei sich Vorteile für verhältnismäßig einfache Ansätze ergeben, mit denen Geräte aus dem Praxiseinsatz beschrieben werden. Modelle für vereinfachte Werkzeugformen beschreiben grundlegendes Verhalten zwar gut, die Ergebnisse sind dann aber kaum auf Praxisbedingungen übertragbar.

Da vordergründig die Art des Gerätes, Arbeitstiefe und Fahrgeschwindigkeit abgebildet werden sollen, und Datengrundlagen für eine Vielzahl von Geräten von Vorteil sind, wird für die folgenden Berechnungen das Verfahren aus dem ASAE-Standard 297.4 genutzt. Die grundlegenden Gleichungen sind in Kapitel 3.7.2 beschrieben, die zugehörigen Parameter für eine Auswahl der auch in Deutschland eingesetzten Bodenbearbeitungsgeräte liegt im Anhang vor. In diesem Modell ist der Boden in drei Klassen eingeteilt (leicht-, mittel- und schwerzügig). Grundsätzlich ist diese Einteilung zur Abschätzung des Zugkraftbedarfs zwar ausreichend, zur Nutzung mit dem Reifen-Boden-Modell ist jedoch eine Abschätzung des Bodeneinflusses anhand der in Kapitel 4.3 genutzten Bodenparameter anzustreben. Eine Möglichkeit zur Berücksichtigung des Bodeneinflusses auf den Zugkraftbedarf wird im folgenden gezeigt.

Zunächst wird die Annahme getroffen, dass der Parameter s_d aus Gleichung (27) nicht nur die drei Werte aus der Tabelle A4 im Anhang für drei Bodenzustände annehmen kann, sondern der untere Wert s_3 bei 20 % und der obere Wert s_1 bei 80 % zwischen Minimum und Maximum des möglichen Wertebereichs liegen. Daher wird der Wert s_d in Verbindung mit dem Fahrzeugmodell mit Hilfe dieser Rahmenwerte und den Bodenparametern nach Gleichung (74) berechnet.

$$s_d = s_3 - 0{,}2 \cdot (s_1 - s_3) + 1{,}4 \cdot (s_1 - s_3) \cdot \\ \left(0{,}1 \cdot k_{Bewuchs} + 0{,}4 \cdot k_{Fest;O} + 0{,}2 \cdot k_{Fest;U} + 0{,}4 \cdot \left(k_{Feuchte} - k_{Feuchte}^{\;2}\right) + 0{,}2 \cdot k_{Ton}\right) \qquad \textbf{(74)}$$

Diese Gleichung ist nicht validiert und erhebt keinen Anspruch auf allgemeine Gültigkeit. Dennoch ist die Richtung, in welche die Bodenparameter die Zugkraft beeinflussen, eindeutig, beim Feuchtegehalt wird die geringste Zugkraft bei mittleren Werten erreicht. Auch ohne die genaue Kenntnis der Ausprägung der einzelnen Einflussparameter und ohne gegenseitige

Überlagerung der selben werden realistische Ergebnisse erzielt. Des Weiteren hat die Gleichung den Vorteil, dass der Bodeneinfluss für die Simulation nicht gestuft sondern linear berücksichtigt wird. Unstetigkeiten in den Modellergebnissen werden so vermieden. Außerdem muss nicht die Bodenzugfestigkeitsklasse zur Bestimmung von s_d zusätzlich zu den Bodenparametern abgeschätzt werden.

4.9 Nebenleistung für Geräte

Zum Leistungsbedarf von unterschiedlichen Anbaugeräten liegen kaum Messungen vor. Grundsätzlich lassen sich für Ackerschlepper Zapfwellenleistungsbedarf und hydraulischer Leistungsbedarf unterscheiden, wobei letzterer für die Mehrzahl der bei uns eingesetzten Geräte meist für die Betätigung von Hydraulikzylindern zur Geräteeinstellung oder für Schließmechanismen genutzt wird. In diesem Fall ist der Leistungsbedarf minimal, zumal er nur zeitweise auftritt. Beim Betrieb von Ölmotoren wird eine Dauerleistung benötigt, die allerdings durch die begrenzte hydraulische Leistung nicht erheblich ist. Dennoch muss diese für entsprechende Arbeiten berücksichtigt werden. Der Zapfwellenleistungsbedarf kann insbesondere für Bodenbearbeitungsgeräte wie beispielsweise die Kreiselegge erheblich sein und den Zugleistungsbedarf bei weitem übersteigen. Abhängig ist dieser Leistungsbedarf neben der Arbeitstiefe auch von Boden- und Geräteeigenschaften sowie der Fahrgeschwindigkeit. Sowohl umfangreiche Messungen als auch Simulationsansätze fehlen für diese Geräte. Daher muss großteils auf Faustwerte zurückgegriffen werden, die aus Untersuchungen zum Gesamtleistungsbedarf oder Kraftstoffverbrauch bei solchen Arbeiten stammen, indem der Fahrleistungsbedarf für die jeweilige Arbeit abgezogen wird.

Da zur Berechnung von Produktionsketten und der Abschätzung von Einsparungspotenzialen Datengrundlagen benötigt werden, werden Basiswerte für das vereinfachte Modell zur Verbrauchsberechnung in Kapitel 6 vorgestellt. Genauso können diese Richtwerte in Zusammenhang mit dem detaillierten Modell genutzt werden, indem die Nebenleistung gemeinsam mit der Fahrleistung für die Motorauslastung verwendet wird. Für eine Betrachtung eines optimalen Zapfwellen-Zugleistungsverhältnisses sind allerdings auch Schätzwerte als Grundlage ausreichend (Kapitel 5.5).

Eine gesonderte Validierung des Schleppermodells für den Nebenleistungsbedarf ist nicht notwendig, da die Addition zur Motorleistung praktisch keine Fehlerquellen bietet und das

Motorkennfeld sowohl mit dem Gesamtmodell als auch im Vergleich mit Messungen validiert wurde. Folglich reicht bei Bedarf eine alleinige Validierung des Nebenleistungsbedarfs der Geräte durch entsprechende Versuche aus.

4.10 Kraftstoffverbrauch in Neben-, Rüst-, und Wegezeiten

Bei den Arbeiten auf dem Feld fallen neben der Fahrzeit mit arbeitendem Gerät, die als Grundzeit [196] oder Hauptzeit [190] bezeichnet wird, auch Wendezeiten, Leerfahrten und Fahrten mit nicht voller Arbeitsbreite an. Nachdem der Verbrauch in der Hauptzeit bestimmt wurde, muss auch der Kraftstoffverbrauch in diesen Neben- und Wendezeiten den Arbeiten zugerechnet werden. Ein Ansatz hierzu wird in diesem Kapitel beschrieben. Des Weiteren fallen Standzeiten durch Pausen und Reparaturen sowie Be- und Entladevorgänge an, die für den Kraftstoffverbrauch nicht von Bedeutung sind. Die Anfahrten vom Hof zum Feld und zwischen den Feldern können nur betriebsspezifisch ermittelt und dann auf die einzelnen Arbeitsgänge umgelegt werden, wie von Herrmann [195] für den Arbeitsgang „Stroh pressen“ durchgeführt.

Eine genaue Kenntnis der Schlagform und des Fahrweges ermöglicht die exakte Bestimmung der Anzahl der Wendevorgänge. Eine andere Möglichkeit ist die Berechnung der optimalen Fahrstrategie für bekannte Schlagformen nach Stoll [157], allerdings ist für allgemeine Aussagen eine vereinfachte Darstellung vorteilhaft. Um unterschiedliche Feldgrößen und -formen nicht völlig zu vernachlässigen, werden die Fläche A_F und die maximale Feldbreite b_F als Eingangsparameter für die folgende Berechnung gewählt. Diese Breite ist immer rechtwinklig zur Hauptarbeitsrichtung zu ermitteln, die in der Regel parallel zur längsten Kante liegt, verfahrensbedingt aber auch davon abweichen kann. Als weiterer Eingangsparameter wird der Feldumfang U bestimmt. Bild 31 zeigt diese Größen sowie die Standardwendemanöver für Bodenbearbeitung und Pflegearbeiten.

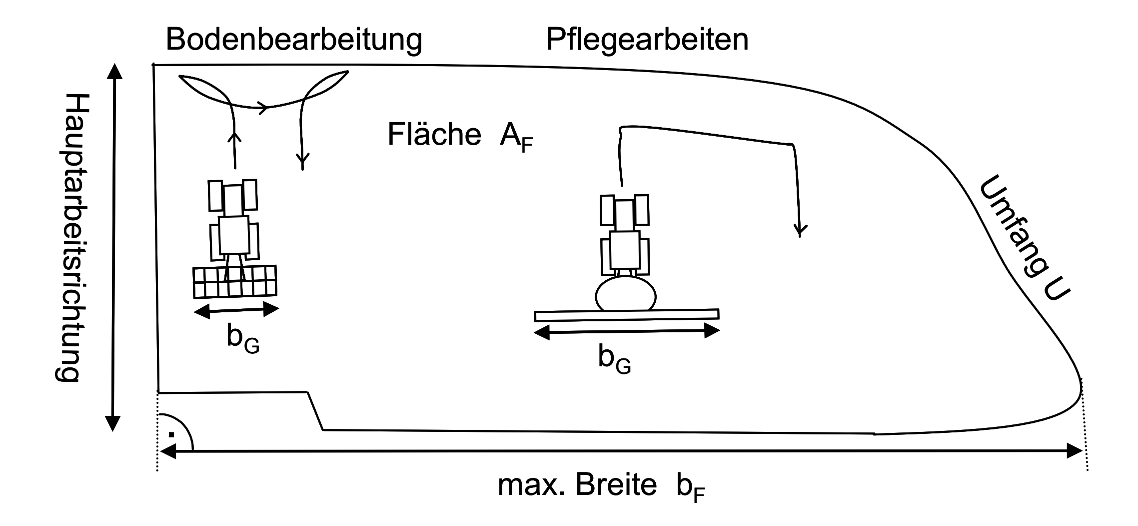


Bild 31: Stilisierter Ackerschlag mit den Größen b_F, b_G, A_F und U.

4.10.1 Fahrstrecke mit arbeitendem Gerät

Die theoretische Fahrstrecke s_F in der Hauptzeit zum Bearbeiten berechnet sich stets aus der Fläche und der tatsächlichen Arbeitsbreite des Gerätes b_G (siehe Bild 31), da unabhängig von der Breite des Vorgewendes das ganze Feld einmal vollständig bearbeitet werden muss.

$$s_F = \frac{A_F}{b_G} \tag{75}$$

Um bei Bodenbearbeitungsgeräten und Erntemaschinen auch das Überlappen beim Ein- und Aussetzen des Gerätes und beim Fahren der letzten Spur zu berücksichtigen, wird für den Feldumfang U_F eine durchschnittliche Überlappungsbreite von $\Delta x_{überl.} = 2$ m angenommen. Dieser Wert wird zwar auch von der Gerätebreite beeinflusst, allerdings ist eine genauere Bestimmung auch bei bekannter Schlagform und Art des Gerätes aufgrund der Fahrerabhängigkeit nicht möglich. Der anteilige Mehrverbrauch $\beta_Ü$ kann in Abhängigkeit vom Umfang gegenüber dem theoretischen Verbrauch zum Bearbeiten der Fläche angegeben werden. Es ergibt sich die Gleichung (76).

$$\beta_Ü = \frac{A_{überl.}}{A_F} = \frac{U_F \cdot \Delta x_{überl.}}{A_F} \tag{76}$$

4.10.2 Verbrauch zum Wenden

Um den Kraftstoffverbrauch beim Wenden zu bestimmen, muss zunächst die Anzahl der Wendevorgänge bestimmt werden. Da die Bearbeitung des Vorgewendes in der Regel von außen nach innen um das Feld erfolgen kann und sich die 90°-Drehungen dabei als halbe Wendevorgänge berücksichtigen lassen, berechnet sich die Anzahl der Wendevorgänge z_{Wende} nach

$$z_{Wende} = \frac{b_F}{b_G} \tag{77}$$

Lediglich bei extrem unförmigen oder abgerundeten Feldern weicht sie davon ab. Ein weiterer Vorteil dieser Methode ist, dass die Feldbreite gut in Abhängigkeit von der Fläche abgeschätzt werden kann und in der Regel Werte zwischen

$$0{,}7 \cdot \sqrt{A_F} \;\leq\; b_F \;\leq\; 1{,}2 \cdot \sqrt{A_F} \tag{78}$$

annimmt. Für die verallgemeinerbaren Darstellungen wird mit quadratischen Feldern gerechnet. Dabei ist sowohl der Vorteil von langen und schmalen als auch der Nachteil von nicht rechteckigen Schlägen unter der Annahme vernachlässigt, dass diese sich im Durchschnitt ausgleichen.

4.10.3 Messungen zum Verbrauch beim Wenden

Die Dauer und die benötigte Motorleistung für einen einzelnen Wendevorgang ist stark fahrerspezifisch. Geräteunterschiede sind für den Verbrauch eher von geringer Bedeutung, da sowohl das Ausheben als auch das Drehen des Pfluges einen, verglichen mit der Fahrleistung, geringen Anteil am Kraftstoffverbrauch haben, und lediglich die Wendezeit nennenswert beeinflussen. Da die Gesamtmasse des Schleppers für größeren Rollwiderstand und größere Beschleunigungskräfte beim Rangieren verantwortlich ist, beeinflusst diese Masse den Verbrauch proportional. Größere Maschinen besitzen zwar größere Wendekreise, können allerdings aufgrund der entsprechend größeren Arbeitsbreiten auch einfachere Wendemanöver fahren, weshalb die Fahrstrecken in etwa gleich bleiben.

Da für die Wendezeiten Faustwerte vorliegen [190], jedoch nicht für den Kraftstoffverbrauch und die Motorauslastung in dieser Zeit, wurden mit dem in Kapitel 4.7.1 beschriebenen Versuchsschlepper Messungen mit einem Grubber und einem Pflug durchgeführt und dabei Fahrstrecke, Fahrzeit und Kraftstoffverbrauch zwischen Ausheben und Einsetzen des Gerätes aufgezeichnet (Bild 32). Der Gesamtverbrauch ergibt sich aus dem Momentanverbrauch integriert über die Zeit.

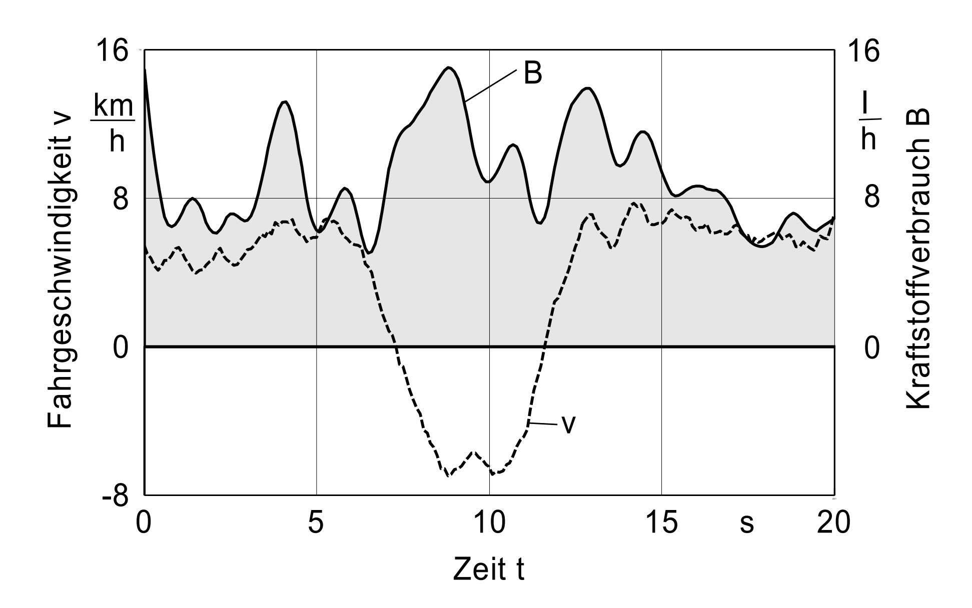


Bild 32: Kraftstoffverbrauch und Fahrgeschwindigkeit während eines Wendevorgangs mit dem Grubber

Im Bild 33 sind die Ergebnisse der Fahrstrecke, der Zeit und des Kraftstoffverbrauchs für eine Vielzahl von Wendevorgängen in Boxplots dargestellt. Die Wendevorgänge mit dem Grubber sind in einmaliges und zweimaliges Zurücksetzen unterteilt.

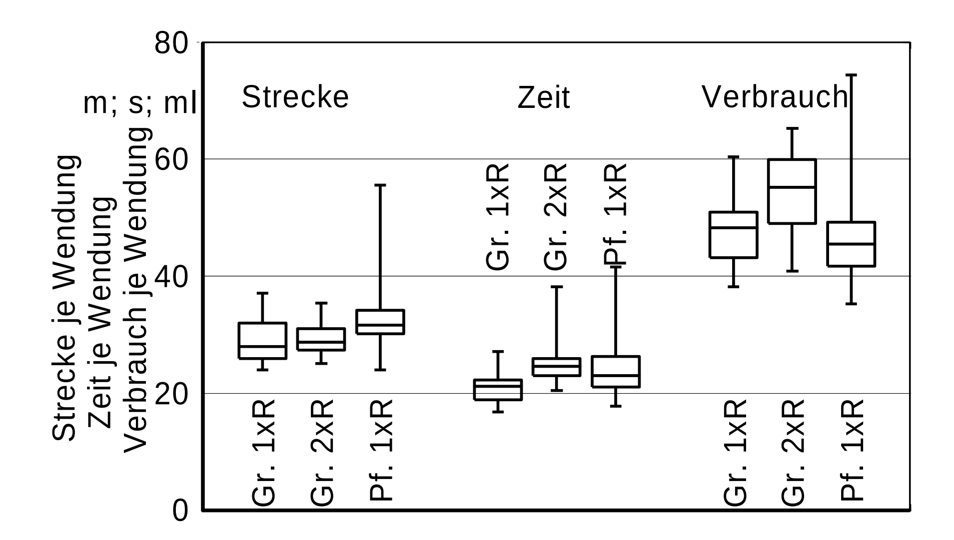


Bild 33: Boxplots zur Fahrstrecke, zur Zeit und zum Verbrauch B_{W1} für einen Wendevorgang mit Grubber (Gr.) bzw. Pflug (Pf.) bei einmaligem (1xR) und zweimaligem (2xR) Rangieren

Bei der Einzelwertbetrachtung zeigt sich eine Korrelation sowohl zwischen Zeit und Verbrauch als auch zwischen Strecke und Verbrauch. Während die Zeit und der Verbrauch bei zweimaligem Rangieren zunehmen, bleibt die Strecke hier unbeeinflusst. Der Verbrauch mit Grubber bzw. mit Pflug bei jeweils einmaligem Zurücksetzen zeigt keinen signifikanten Unterschied, was die These der weitgehenden Geräteunabhängigkeit des Wendeverbrauches bestätigt.

4.10.4 Bestimmung des Verbrauchs zum Wenden

Unter der getroffenen Annahme eines proportionalen Einflusses der Masse auf den Kraftstoffverbrauch kann bei einem Mittelwert von Grubber und Pflug (bei einmaligem Zurücksetzen) von 47 ml je Wendevorgang und einer Gesamtmasse von Schlepper und Gerät von 8,5 t der massenbezogene Wendeverbrauch $B_{W1;b}$ angegeben werden, Gleichung (79).

$$B_{W1;b} \approx 5{,}5 \ \frac{ml}{t} \tag{79}$$

Schleppermasse und Motorleistung stehen in einem engen Verhältnis, welches in Bild 34 dargestellt ist. Die Daten stammen aus Messungen der FAT [198] und der DLG [199]. Im

Durchschnitt kann für Schlepper mit Motorleistungen bis 200 kW von einem Leistungsgewicht von 60 kg/kW ausgegangen werden, dieser Wert wird in der Literatur bestätigt [192].

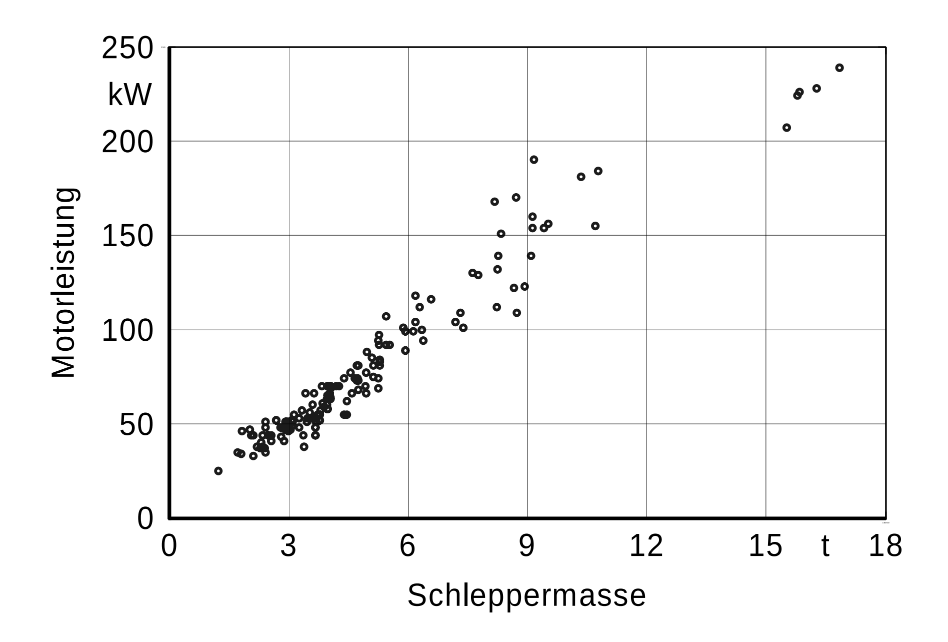


Bild 34: Motorleistung und Schleppermasse für getestete Schlepper (DLG [199] und FAT [198])

Da nun für ein Gerät mit größerer Arbeitsbreite auch Schlepper mit proportional größerer Motorleistung und somit auch Masse benötigt werden, gleicht dieser Nachteil beim Verbrauch für den einzelnen Wendevorgang den Vorteil der geringeren Anzahl an Wendevorgängen genau aus (vgl. Gleichung (77)). Folglich kann unter der Voraussetzung eines linearen Zusammenhangs zwischen Leistung (Arbeitsbreite) und Masse der Kennwert $B_{W1;br}$ (arbeitsbreitenbezogener Verbrauch je Wendevorgang) eingeführt werden. Für den Grubber beträgt er für einen Wendevorgang $B_{W1;br}$ =16 ml/m. Durch Multiplikation mit der Anzahl der Wendevorgänge z_{Wende} nach Gleichung (77) kann nach Kürzen der Arbeitsbreite b_G der Wendeverbrauch B_W abhängig von der Art des Gerätes und der Feldbreite b_F angegeben werden (Gleichung (80)).

$$B_W = B_{W1;br} \cdot b_G \cdot z_{Wende} = B_{W1;br} \cdot b_G \cdot \frac{b_F}{b_G} = B_{W1;br} \cdot b_F \qquad \textbf{(80)}$$

Der flächenbezogene Kraftstoffverbrauch für das Wenden hängt daher nicht von der Arbeitsbreite, sondern lediglich von dem gerätespezifischen, breitenbezogenen Verbrauch $B_{W1;br}$ und

der Schlagbreite b_F ab, da mit breiten Geräten zwar weniger Wendevorgänge benötigt werden, für jeden einzelnen Wendevorgang jedoch proportional mehr Kraftstoff verbraucht wird. Der Flächeneinfluss ist für verschiedene Geräte mit unterschiedlichem spezifischen Zugkraftbedarf und quadratische Schläge in Bild 35 dargestellt.

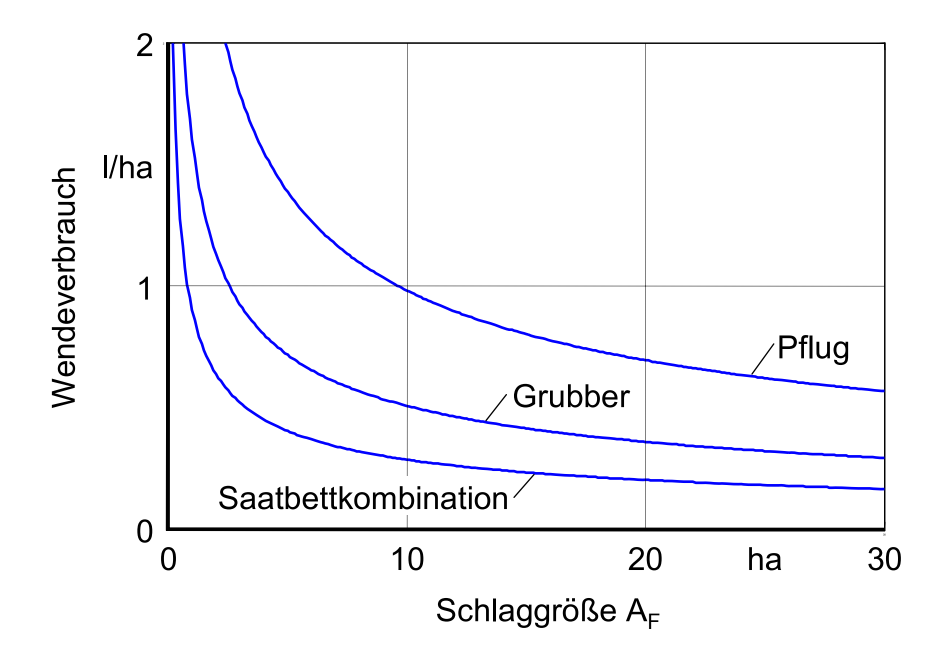


Bild 35: Verbrauch zum Wenden in Abhängigkeit von der Schlaggröße

Die Kurven können je nach Kraftschlussverhältnissen, Schleppermasse, Motorleistung sowie Feldform und Fahrer leicht nach oben oder unten verschoben liegen, folgen aber grundsätzlich diesem Verlauf. Da die Unterschiede zwischen den Geräten aus dem Verhältnis von Arbeitsbreite zur Schlepperleistung und -masse resultieren, und bei der Arbeit im Feld (Hauptzeit) die Verbrauchsunterschiede den Leistungsunterschieden bei angenommener gleicher Auslastung relativ genau entsprechen, kann der Wendeverbrauch auch auf den Kraftstoffverbrauch in der Hauptzeit bezogen werden. Anders ausgedrückt wird der Wendeverbrauch $B_{W1;br}$ als proportional zum Verbrauch in der Hauptarbeitszeit B_H angenommen. Es ergibt sich ein rein flächenabhängiger, anteiliger Mehrverbrauch β_W für alle Geräte und alle Arbeitsbreiten, der nach Berechnung des Hauptzeitverbrauchs aufgeschlagen werden kann, um den Gesamtverbrauch auf dem Schlag zu bestimmen. Zur Ermittlung der Zahlenwerte dienen die Faustwerte für den Grubber.

$$\beta_W = \frac{B_{W1;br} \cdot b_F}{B_H \cdot A_F} \approx \frac{16\frac{ml}{m} \cdot b_F}{10\frac{l}{ha} \cdot A_F} = \frac{16\,m \cdot b_F}{A_F} \qquad \textbf{(81)}$$

Diese Gleichung liefert gute und einfache Werte für den Verbrauch zum Wenden des Schleppers und ist auf alle Maschinen übertragbar, die nicht stark von dem Leistungsgewicht von 60 kg/kW abweichen und den Motor bei der Feldarbeit weitgehend auslasten, wie es bei der Bodenbearbeitung üblicherweise der Fall ist.

4.10.5 Gesamtverbrauch auf dem Schlag

Der gesamte Mehrverbrauch aus den Gleichungen (76) und (81) kann für Bodenbearbeitung dann nach Gleichung (82) dem Hauptarbeitszeitverbrauch B_H aufgeschlagen werden

$$B_{ges} = B_H \cdot \left(1 + \beta_{\ddot{U}} + \beta_W\right) = B_H \cdot \left(1 + \frac{U \cdot 2\,m}{A_F} + \frac{16\,m \cdot b_F}{A_F}\right) \qquad \textbf{(82)}$$

Für die in späteren Beispielen verwendeten quadratischen Schläge ($U = 4 \cdot b_F$) lässt sich diese Gleichung weiter vereinfachen, Gleichung (83).

$$B_{ges} = B_H \cdot \left(1 + \frac{2\,m \cdot 4}{\sqrt{A_F}} + \frac{16\,m}{\sqrt{A_F}}\right) = B_H \cdot \left(1 + \frac{24\,m}{\sqrt{A_F}}\right) \qquad \textbf{(83)}$$

Der mit den Gleichungen berechnete Mehrverbrauch durch das Wenden bei der Bodenbearbeitung unterschreitet bei Flächen größer 2,5 ha 10 % Anteil, bei Flächen größer 10 ha 5 % Anteil. Der Überlappungsanteil, berechnet nach Gleichung (76), macht bei üblichen Gerätebreiten zwischen 2 % und 5 % des Gesamtverbrauchs aus.

Für Pflegearbeiten kann der anteilige Mehrverbrauch einfacher ermittelt werden. Erstens liegen einfachere Wendemanöver vor und die nächste Spur kann ohne Zurücksetzen angefahren werden. Daraus ergibt sich eine gesamte Fahrstrecke zum Wenden, welche der doppelten Feldbreite b_F entspricht. Zweitens ist der Verbrauch vergleichbar zum Fahren im Feld, da die

Pflegegeräte lediglich einen minimalen Anteil der Fahrleistung benötigen. Es folgt Gleichung (84), die wiederum unter Annahme quadratischer Schläge ($A = b_F^2$) vereinfacht werden kann:

$$B_{ges} = B_H \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot b_F}{\frac{A_F}{b_G}}\right) = B_H \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot b_G}{\sqrt{A_F}}\right) \qquad \textbf{(84)}$$

Damit ist der anteilige Mehrverbrauch bei Pflegearbeiten trotz der einfacheren Wendemanöver und ohne Überlappung in etwa doppelt so groß wie bei der Bodenbearbeitung, was sich allerdings durch den geringeren Verbrauch bei der Hauptarbeit begründet. Der absolute Wendeverbrauch ist dementsprechend sehr gering.

Zum Verfahrensvergleich sind die Gleichungen ausreichend genau, da Störgrößen wie betriebs- und fahrerspezifische Unterschiede eine relativ große Streuung verursachen können. Einschränkungen bezüglich der Genauigkeit sind bei extrem unförmigen Schlägen sowie bei Bodenbearbeitungsgeräten, die den Motor nur geringfügig auslasten, zu machen. Eine genauere Berechnung kann nur bei Kenntnis der Schlagform, aller Schlepper- und Geräteparameter und der Fahrstrategie durchgeführt werden.

4.10.6 Weitere Nebenzeiten

Standzeiten durch Reparaturen oder Pausen sowie Wartezeiten werden für den Kraftstoffverbrauch nicht berücksichtigt, da der Motor nur im Leerlauf oder gar nicht läuft und daher der Verbrauch in dieser Zeit vernachlässigbar gering ist. Zeiten zum Befüllen und entleeren müssen in sofern berücksichtigt werden, als Anfahrten zu den entsprechenden Orten nötig sind oder der Befüll- / Entleerungsvorgang Motorleistung erfordert, wie bei der Feldspritze, dem Güllefass oder Erntemaschinen. Dann wird die Wegstrecke mit dem Wegeverbrauch und die Befüllzeit mit dem Verbrauch dabei multipliziert und dieser Kraftstoff zum Bedarf für die bearbeitete Fläche addiert. Insbesondere Daten zur Befüllzeit und die dabei benötigte Leistung fehlen weitgehend. In Tabelle A5 im Anhang sind einige Werte für diese Befüllarbeit angegeben, die zum großen Teil geschätzt werden mussten. Dennoch ist Ihr Anteil am Gesamtverbrauch so klein, dass die entstehenden Fehler minimal bleiben. Der Verbrauch für die

Fahrstrecke wird vornehmlich durch die berücksichtigte Weglänge beeinflusst, ansonsten lässt er sich mit dem beschriebenen Modell sehr genau berechnen.

4.11 Gesamtmodell

Im Gesamtmodell werden die einzelnen Komponenten des Schleppermodells mit dem Zugkraftmodell und den Nebenleistungsdaten kombiniert. Dann kann der Verbrauch bei der Feldarbeit oder Straßenfahrt berechnet werden. Um den flächenbezogenen Verbrauch zu ermitteln, muss auch noch der Verbrauch in den Wende-, Rüst-, Neben- und Wegezeiten, wie in Kapitel 4.10 beschrieben, berücksichtigt werden. Die Optimierung des Arbeitsprozesses erfolgt ohne diese Anteile, wenn sie durch die untersuchten Einstellungen nicht beeinflusst werden.

5 ERGEBNISBERECHNUNGEN

Mit dem beschriebenen Modell lassen sich Schlepper und Gerätekombinationen mit einer Vielzahl von Einstellungen untersuchen und die Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch können in unterschiedlichen Darstellungen gezeigt werden. Da in dieser Arbeit allgemeine Aussagen zum Verbrauchsverhalten und nicht spezielle Untersuchungen zum Einfluss eines bestimmten Parameters im Vordergrund stehen, werden in diesem Kapitel die wesentlichen grundlegenden Zusammenhänge anhand von beispielhaften Schaubildern dargestellt. Somit sollen Grundsätze zum Verbrauchsverhalten aufgezeigt, Basisuntersuchungen für die Erstellung von vereinfachten Berechnungsgleichungen durchgeführt und Möglichkeiten für Berechnungen mit dem vorliegenden Modell dargestellt werden.

Grundsätzlich ist festzuhalten, dass der Kraftstoffverbrauch bei der Feldarbeit entscheidend vom Zugleistungsbedarf abhängt. Somit sind Geräte mit geringerem Zugleistungsbedarf für den Verbrauch stets vorteilhaft. Fortschritte in diesen Bereichen wurden in der Vergangenheit durch optimierte Scharformen beim Pflug, Flügelschargrubber, und letztendlich die reduzierte Bodenbearbeitung bis hin zur Direktsaat erzielt. Allerdings werden dabei auch unterschiedliche Arbeitsergebnisse erzielt, welche nicht zu vernachlässigende pflanzenbauliche Auswirkungen haben können. Daher ist eine Abschätzung des Einsparungspotenzials bei Umstellung der kompletten Arbeitskette nur unter Berücksichtigung dieser betriebswirtschaftlichen, pflanzenbaulichen und ökologischen externen Effekte sinnvoll. Es stehen deswegen Einsparungen durch Systemoptimierungen von Schlepper und Gerät, die das Arbeitsergebnis nicht oder nur minimal beeinflussen, im Vordergrund. Dies ist beispielsweise bei der Arbeitsbreite, Bereifung, Ballastierung des Schleppers oder der Wahl der Fahrstrategie (Allrad- oder Hinterradantrieb, Fahrgeschwindigkeit, Gang, usw.) der Fall.

Viele Schleppereinstellungen machen sich nicht erst im Kraftstoffverbrauch bemerkbar, sondern zeigen primären Einfluss auf Wirkungsgrade von einzelnen Aggregaten oder Gruppen von Aggregaten. Insbesondere Einflussfaktoren auf den Laufwerkswirkungsgrad lassen sich so häufig besser isoliert betrachten. Im Kraftstoffverbrauch spiegeln sich diese Wirkungsgrade direkt wieder. Eine andere Möglichkeit der Ergebnisdarstellung ist die Angabe der benötigten Motorleistung für bestimmte Einsatzfälle. Der Vorteil dabei ist, dass die Ergebnisse nicht motoren- und betriebspunktspezifisch sind. Allgemein kann der Motorleistungsbedarf als proportional zum Kraftstoffverbrauch angesehen werden. Erst für den Ver-

gleich unterschiedlicher Gesamtsysteme muss zwingend der Kraftstoffverbrauch als Vergleichsgröße herangezogen werden.

Die im Folgenden dargestellten Modellrechnungen basieren auf den in Kapitel 4 beschrieben Fahrzeug-, Reifen-Boden- und Gerätemodellen. Für jede Berechnung muss eine Vielzahl von Parametern festgelegt werden, die in Tabelle 11 aufgeführt sind. Die benötigten Angaben sind jeweils in den Ergebnisbildern oder den zugehörigen Bildunterschriften aufgeführt, wobei die Parametertabellen für verschiedene Schlepper, Geräte und Bodentypen aus den Tabellen A2 bis A4 im Anhang entnommen werden.

Tabelle 11: Angabe der Modellparameter für die Ergebnisrechnungen

Angabe zur Berechnung:		**Anzahl der Parameter:**
Schlepper Nr. ___		62 + 2 mal Bereifung aus Tabelle A3 im Anhang
optional	Gerät Nr. ___ Arbeitsbreite: b_G =___ Tiefe: t_G =___	6, bei Geräten mit Nachläufern oder Gerätekombinationen auch 12 oder 18, aus Tabelle A4 im Anhang 2 für Arbeitsbreite und -tiefe
	Zugkraft: F_{zug} =___	1 (in Fahrtrichtung) oder 3 (in x-, y- und z-Richtung)
Boden Nr. ___		5 oder „Asphalt“ aus Tabelle A2 im Anhang
Fahrgeschwindigkeit v =___		1
Gang: G =___ Lastschaltstufe: LS =___ Kriechgruppe: KG =___		3, bei Nichtangabe wird jeweils die verbrauchsoptimale der möglichen Getriebeübersetzungen gewählt
Steigung: α_x =___		1, bei Nichtangabe eben ($\alpha_x = 0°$)
Schräglage: α_y =___		1, bei Nichtangabe eben ($\alpha_y = 0°$)

Zur Veranschaulichung der Kurzschreibweise von Schlepper-, Geräte- und Bodenparametern wird ein Beispiel für einen Standardschlepper mit Grubber und zwei Nachläuferwalzen bei der Stoppelbearbeitung auf Lehmboden gezeigt. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt 5 km/h und es wird eine Steigung von 3° gefahren. Dabei sind Gang und Lastschaltstufe verbrauchsoptimal eingestellt.

Kurzschreibweise: (Schlepper Nr. 1 ; Gerät Nr. [3;7;7]; Boden Nr. 2; v = 5 km/h; $\alpha_x = 3°$)

Wenn die einzelnen Parameter für die Berechnungen variiert werden, sind diese gesondert aufgeführt. Beispielsweise wird häufig die Zugkraft F_{Zug} als variable Größe auf der x-Achse abgetragen, beim Vergleich einzelner Schlepperreifen werden diese bei der entsprechenden Berechnung angegeben.

5.1 Einfluss des Zugkraftbedarfs

Der Zugkraftbedarf bestimmt gemeinsam mit der Fahrgeschwindigkeit den Zugleistungsbedarf. Da dieser Leistungsbedarf sich in der Motorleistung widerspiegeln muss, gilt es zunächst die Annahme eines proportionalen Verhaltens von benötigter summierter Nabenleistung und Zugleistung zu prüfen. In Bild 36 ist die benötigte Nabenleistung und Zugleistung in Abhängigkeit von dem Zugkraftbedarf für einen Standardschlepper auf gegrubbertem Feld dargestellt. Es zeigt sich, dass nur näherungsweise proportionales Verhalten im Bereich zwischen 15 und 35 kN gilt. Durch den Rollwiderstand ist der Nabenleistungsbedarf gegenüber dem Zugleistungsbedarf zu höheren Werten verschoben. Mit zunehmender Zugkraft F_{Zug} und konstanter Fahrgeschwindigkeit v steigt der Schlupf progressiv an, weshalb die zunächst gleiche Steigung der Nabenleistungskurve zunimmt und schließlich die Steigung gegen unendlich geht.

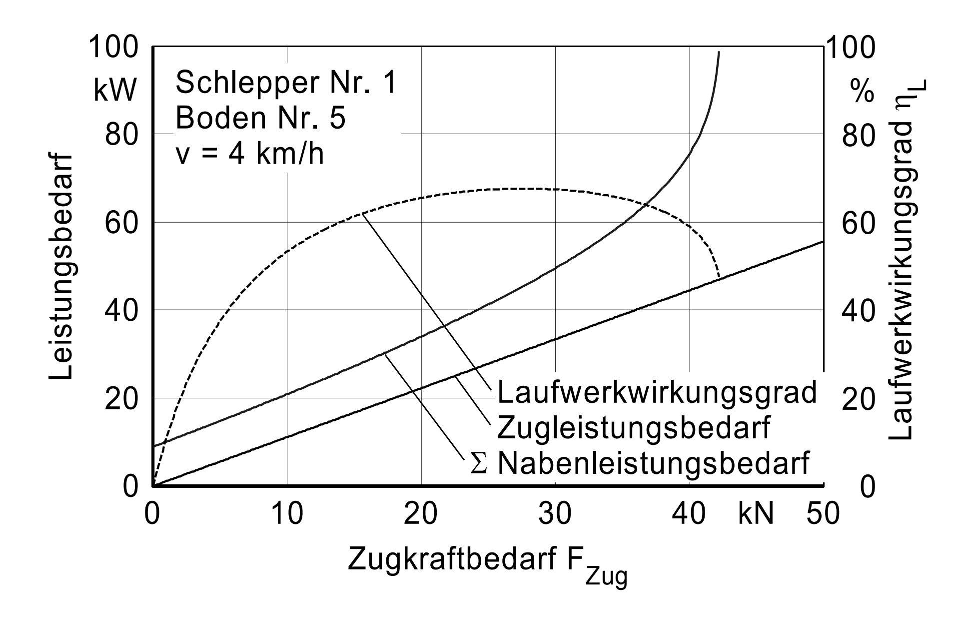


Bild 36: Motorleistungsbedarf, Zugleistungsbedarf und Laufwerkwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Zugkraft (Parameter aus Tabellen A2 bis A4)

Der ebenfalls in diesem Bild dargestellte Laufwerkwirkungsgrad η_L ergibt sich für allradgetriebene Fahrzeuge aus Gleichung (14). Der Verlauf kann durch die geringe Ausgangsleistung bzw. Zugleistung im linken Bereich erklärt werden, die wegen des nur kleinen Triebkraftbeiwertes sehr kleine Wirkungsgrade zur Folge hat. Dann ergibt sich ein relativ breites Maximum, welches den Bereich nahezu proportionalen Verhaltens von Zug- und Nabenleistung widerspiegelt, bei großen Zugkraftwerten steigt der Schlupf schließlich stark an und der Wirkungsgrad sinkt wieder ab.

Der Verlauf dieser Kurven ist grundsätzlich von dieser Form, lediglich die Ausprägung der Maxima des Wirkungsgrades und der möglichen Zugkraft weichen schlepperabhängig voneinander ab. Dementsprechend ist es sinnvoll, weder zu leicht- noch zu schwerzügige Geräte mit einem Schlepper zu fahren, so dass im mittleren Bereich mit optimalem Wirkungsgrad gefahren werden kann. Im gezeigten Beispiel liegt dieser zwischen 20 und 35 kN. Die Gerätebreite sollte entsprechend an den Schlepper angepasst sein.

Um die Auswirkungen des Zugleistungsbedarfs auf den Kraftstoffverbrauch und die CO_2-Emissionen zu veranschaulichen, können neben den gezeigten Kurven auch der Motorleistungsbedarf und die zugehörigen Verbrauchs- bzw. Emissionswerte dargestellt werden (Bild 37). Da bei größerem Schlupf und somit auch größeren Nabendrehzahlen unterschiedliche Getriebeübersetzungen optimal sind, treten bei den Schaltvorgängen Unstetigkeiten in der Kurve für den Leistungsbedarf des Motors auf. Die Kurve für den Kraftstoffverbrauch und die CO_2-Emissionen endet bei dem ersten großen Sprung bei 37,7 kN, da die vorhandene Motorleistung nicht mehr ausreicht und die maximale Zugkraft bei der geforderten Geschwindigkeit von 4 km/h limitiert.

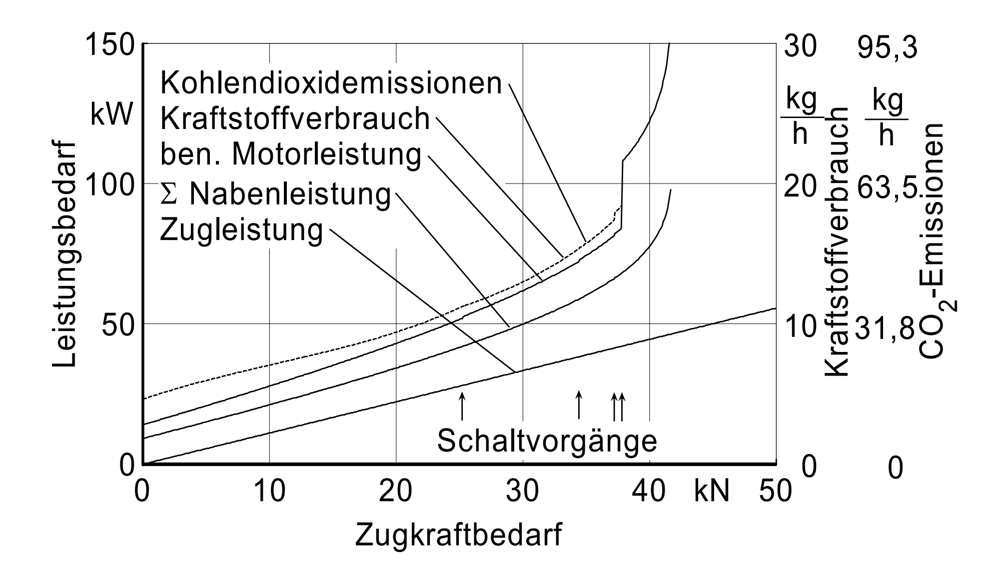


Bild 37: Zug-, Naben- und Motorleistungsbedarf sowie Kraftstoffverbrauch und CO_2-Emissionen in Abhängigkeit von der Zugkraft (Schlepper Nr. 1; Boden Nr. 5; v=4 km/h; Parameter aus Tabellen A2 bis A4)

Es wird deutlich, dass der Wirkungsgrad bzw. die benötigte Nabenleistung nicht direkt als Kenngröße für den zugehörigen Verbrauch und Emissionswert genutzt werden kann. Für spezifische Fahrzeuge mit definierten Motorkennfeldern und Getriebewirkungsgraden können sich die entsprechenden Kurven unterscheiden. Dennoch eignet sich die Nabenleistungskurve zur Darstellung von Teilbereichen des Fahrzeugs bzw. des Antriebsstrangs und kann insbesondere zur Prozessoptimierung als Kenngröße genutzt werden. Gleiches gilt auch für alle folgenden Abbildungen, in denen aus Gründen der Vergleichbarkeit und Anschaulichkeit nicht der Kraftstoffverbrauch, sondern verschiedene Zwischengrößen oder Wirkungsgrade als Ergebnis dargestellt werden.

5.2 Einfluss von Differenzialsperren und Allradantrieb

Der Einfluss von Differenzialsperren und Allradantrieb kann gut anhand von Wirkungsgradkurven dargestellt werden, wobei in diesem Fall auch der Antriebsstrang mit im Wirkungsgrad berücksichtigt wurde. Um sowohl den Einfluss von Sperren als auch von Allradantrieb zu veranschaulichen, wurde das Beispiel „Pflügen in der Furche“ gewählt. Dabei ist das Triebkraftverhalten in der Furche und auf gegrubbertem Feld unterschiedlich, die Schräglage des Schleppers verstärkt diesen Effekt nochmals. Die Ergebnisse sind in Bild 38 dargestellt.

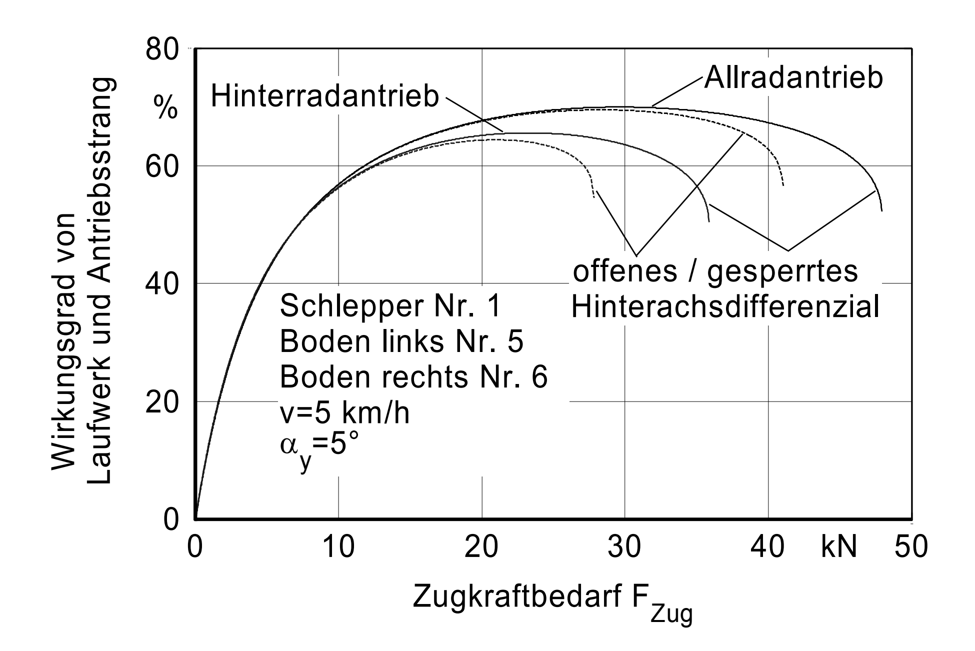


Bild 38: Wirkungsgrad von Laufwerk und Antriebsstrang in Abhängigkeit des Zugkraftbedarfs (Parameter aus Tabellen A2 bis A4)

Es zeigen sich bessere Wirkungsgrade und höhere maximale Zugkräfte einerseits für den Allradantrieb, andererseits auch für gesperrtes Hinterachsdifferenzial. Bei sehr leichtzügigen Arbeiten (bis 10 kN) sind die Wirkungsgrade praktisch identisch. Erst bei höherer Zugkraft und damit größerer Flächenleistung durch breitere Geräte zeigt sich ein Vorteil für den Allradantrieb. Die Differenzialsperre bringt größere Vorteile für die maximal übertragbare Zugkraft als für den Wirkungsgrad, da dieser erst durch stark unterschiedliche Raddrehzahlen entsprechend absinkt. Das Zuschalten von Allradantrieb und Differenzialsperre ist bezüglich des Wirkungsgrades unter normalen Feldbedingungen niemals von Nachteil, daher sind lenkwinkel- oder raddrehzahlabhängige Automatikschaltungen sinnvoll. So bleibt die gute Lenkbarkeit des Fahrzeugs erhalten und beim geradeaus fahren wird der optimale Wirkungsgrad erreicht. Im Folgenden werden Allradantrieb und Sperren genauer untersucht.

5.2.1 Allradantrieb

Eine gesonderte Untersuchung des Nutzens des Allradantriebs kann nur bei bekannter Schleppergeometrie durchgeführt werden, weil diese in Abhängigkeit von der Zugkraft und der Höhe des Zugangriffspunktes die Radlastverteilung bestimmt. Ebenso muss die Bereifung bekannt sein, um Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch korrekt zu berechnen. Bei hin-

terradgetriebenen Schleppern, die für Zugarbeit optimiert sind, ist die Geometrie so gewählt, dass bei schwerer Zugarbeit die Vorderachslast minimal wird. So kann sowohl der Rollwiderstand als auch der Schlupf minimiert werden und bei ausreichend großer Bereifung auf der Hinterachse und entsprechender Tragfähigkeit des Bodens tritt praktisch kein Nachteil gegenüber allradgetriebenen Schleppern auf. Bei solchen Arbeiten muss die Lenkung jedoch zumindest teilweise über einen einseitigen Bremseingriff erfolgen.

Die in Europa gängigen Allradschlepper zeigen schon aufgrund der schwereren Vorderachse eine gleichmäßigere Gewichtsverteilung, die auch für den universellen Einsatz des Schleppers zum Straßentransport bei optimaler Lenkbarkeit vorteilhaft ist. Für diese Schlepper bringt der Allradantrieb je nach Zugkraft Wirkungsgradvorteile gegenüber hinterradgetriebenen Schleppern, wie in Bild 39 gezeigt. Zur Bestimmung dieses Vorteils muss allerdings auch die Höhe des Zug-Angriffspunktes berücksichtigt werden, da die Achslastverlagerung dabei eine entscheidende Rolle spielt.

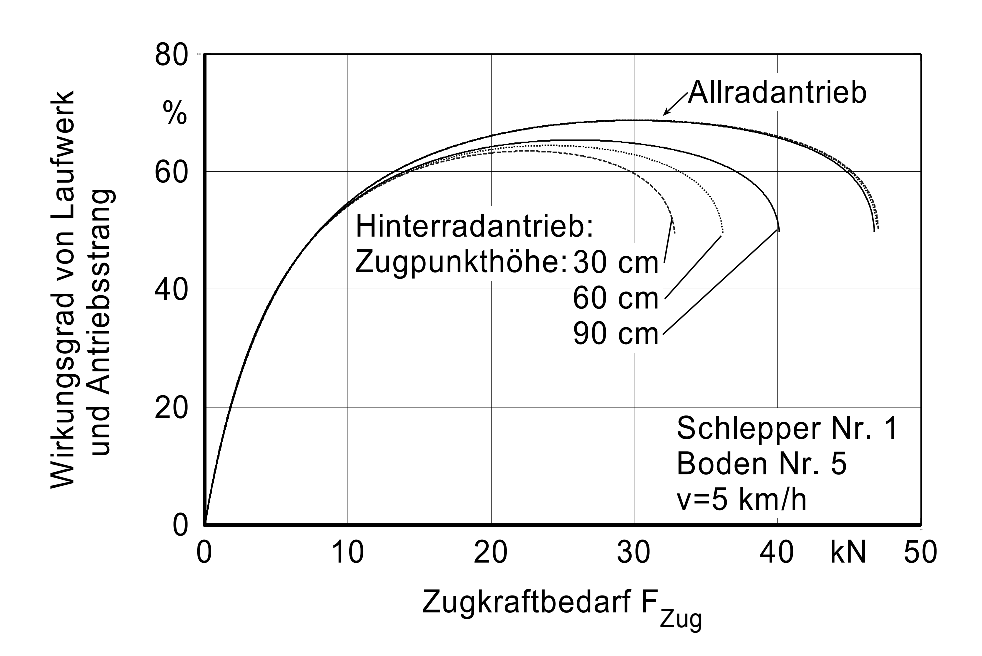


Bild 39: Unterschiedlicher Wirkungsgrad von hinterrad- und allradgetriebenen Ackerschleppern in Abhängigkeit von der Zugkraft bei unterschiedlich hohen Zugangriffspunkten. (Schlepper Nr. 1; Boden Nr. 5; v = 5 km/h; Parameter aus Tabellen A2 bis A4))

Dabei wird deutlich, dass das Zuschalten des Allradantriebs größere Vorteile bringt, umso niedriger der gerätespezifische Zugangriffspunkt liegt. Dies gilt natürlich insbesondere für Schlepper, die von der Geometrie her auf das Arbeiten mit Allradantrieb ausgelegt sind. Die nahezu deckungsgleichen Wirkungsgradkurven, bei zugeschaltetem Allradantrieb, zeigen bei großen Zugkräften minimale Vorteile für den niedrigen Zugangriffspunkt, was in diesem Fall durch den Multi-Pass-Effekt und die Massenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse bedingt ist (siehe Kapitel 5.4.2). Genauere Betrachtungen zu diesem Thema sind von untergeordneter Bedeutung, da durch den Allradantrieb keine Nachteile beim Wirkungsgrad auftreten und daher für Zugarbeiten ein Zuschalten stets sinnvoll ist. Bei Straßenfahrt ist wegen der Voreilung (siehe Kapitel 5.2.2) bei leichter Zugarbeit vom Fahren mit Allradantrieb abzusehen, um die von Brenninger beschriebene Blindleistung zu vermeiden [161]. Lediglich beim Ziehen großer Lasten an Steigungen kann auch hier der Allradantrieb ohne Nachteil beim Wirkungsgrad und größeren Reifenverschleiß zugeschaltet werden.

5.2.2 Einfluss der Voreilung

Da bei Ackerschleppern der zuschaltbare Allradantrieb normalerweise nicht über ein Differenzialgetriebe zwischen Vorder- und Hinterachse verfügt, weicht die Umfangsgeschwindigkeit der Hinter-und Vorderräder voneinander ab. Der Effekt etwas schneller drehender Vorderräder wird als Voreilung bezeichnet. Die Bestimmung des Einflusses der Voreilung ist mit dem vorgestellten Modell möglich, das Optimum reagiert jedoch sehr sensibel auf das Triebkraftverhalten von Vorder- und Hinterrädern. Durch die abweichende Umfangsgeschwindigkeit tritt unterschiedlicher Schlupf auf, normalerweise bei positiver Voreilung etwas größer an den Vorderrädern. Dieser Einfluss macht sich dann als Vorteil bemerkbar, wenn die Steigung der Triebkraftbeiwertkurve für die Vorderräder bei dem entsprechenden Schlupfwert größer ist als die der Hinterräder. Da dies bei kleineren Vorderrädern in der Regel nicht der Fall ist, können für den Wirkungsgrad eher negative Voreilungen als vorteilhaft eingestuft werden. Diese führen jedoch bei schiebenden Hinterrädern zum leichten Verschieben der Vorderachse in seitlicher Richtung, was einen ständigen Lenkeingriff zur Korrektur dieses Effektes bei der Geradeausfahrt erfordern würde. Daher wird in der Praxis entsprechend der Übersetzung in der Vorderachse die Bereifung stets so gewählt, dass leicht positive Voreilung resultiert. Der Anstieg des Leistungsbedarfs bei unterschiedlicher Voreilung wurde mit dem Modell untersucht, es zeigen sich bei Voreilungswerten zwischen -4 % und 4 % nur kleine Auswirkungen (Bild 40).

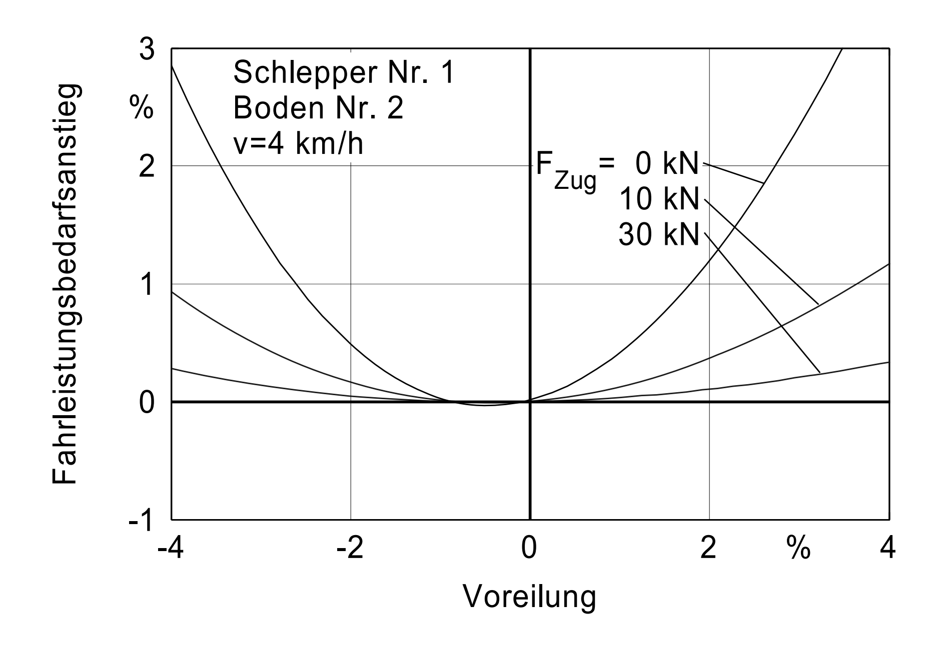


Bild 40: Anstieg der benötigten Fahrleistung in Abhängigkeit von der Voreilung (Parameter aus Tabellen A2 bis A4))

Der anteilige Mehrverbrauch sinkt mit der Zugkraft, was in erster Linie durch das höhere Verbrauchsniveau bei diesen Arbeiten begründet ist. Trotz des Optimums bei -0,5 % Voreilung sind möglichst kleine, positive Voreilungswerte zu empfehlen. Auch die Umsetzung der maximalen Zugkraft hängt von der Voreilung ab, die erwarteten Vorteile sind jedoch gering, da der Schlupfwert bei dem maximalen Triebkraftbeiwert stärker durch Boden- als durch Reifeneigenschaften beeinflusst wird. Außerdem liegt dieser Schlupf weit entfernt vom optimalen Wirkungsgrad, weshalb diese Fahrzustände ohnehin nicht anzustreben sind. Größere Bedeutung als dem Wirkungsgrad und der Zugleistung wird daher der Fahrstabilität und dem Wendekreis eingeräumt, der durch größere Voreilung verkleinert werden kann (siehe Kapitel 3.6.4).

5.2.3 Differenzialsperren

5.2.3.1 Differenzialsperren in der Hinterachse

Differenzialsperren in der Hinterachse sind bei Ackerschleppern in der Regel schaltbare Klauensperren. Um den Nutzen des Zuschaltens zu zeigen, eignet sich besonders die Untersuchung des Einflusses von seitlichen Hangneigungen. In Bild 38 wird bereits der Vorteil beim

Pflügen gezeigt, nun soll in Abhängigkeit von der seitlichen Neigung der Wirkungsgradrückgang durch den unterschiedlichen Schlupf links und rechts aufgrund unterschiedlicher Radlasten dargestellt werden, Bild 41.

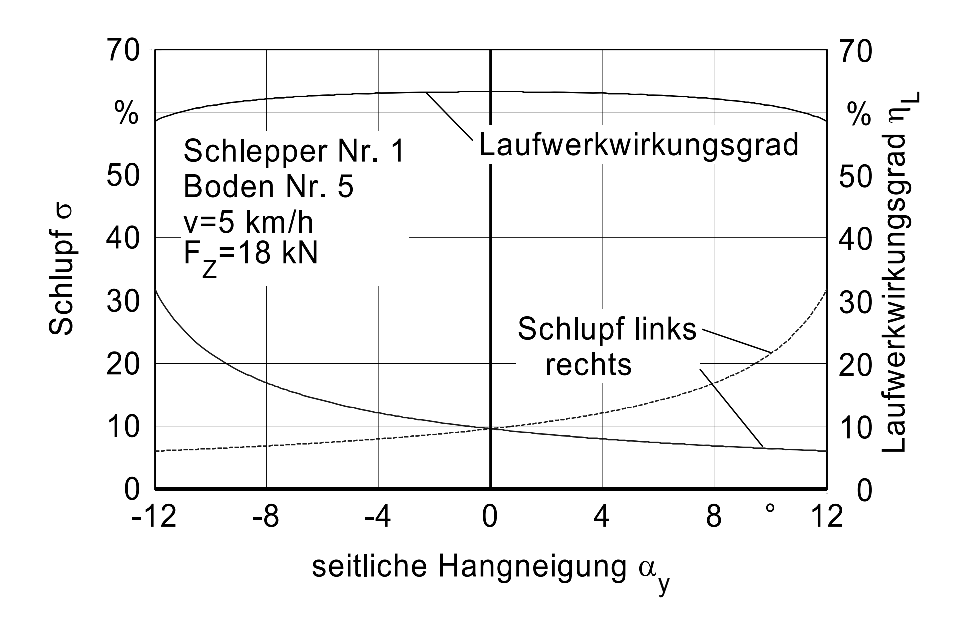


Bild 41: Radschlupf links und rechts sowie der Laufwerkwirkungsgrad in Abhängigkeit von der seitlichen Hangneigung (Parameter aus Tab. A2 bis A4)

Es zeigt sich ein mit der seitlichen Neigung progressiv abfallender Wirkungsgrad, der durch den am hangoberen Rad stärker ansteigenden Schlupf bedingt ist. In diesem Fall zeigt sich ein relevanter Abfall des Wirkungsgrades erst bei Neigungen größer 5 °. In der Praxis stellen größere Neigungen bereits Extrembedingungen dar. Durch Zuschalten der Differenzialsperre in der Hinterachse kann das Abfallen des Wirkungsgrades nahezu vollständig vermieden werden, bis es zum Kippen des Schleppers kommt. Gleiches gilt auch für seitliche Neigung bei unterschiedlichem Triebkraftverhalten links und rechts, wie beispielsweise beim Pflügen in der Furche. Bei nicht gesperrtem Differenzial und unterschiedlichem Traktionsverhalten links und rechts liegt das Wirkungsgradoptimum verschoben zur höheren Radlast auf der Seite mit schlechterem Traktionsverhalten, so dass das Optimum wieder nahe dem Punkt gleichen Schlupfes an beiden Seiten liegt. In dem Beispiel von Bild 38 liegt die größere Radlast auf dem Furchenrad mit ohnehin besserem Triebkraftverhalten. Dies ist folglich ein Nachteil, da das auf Stoppeln bzw. dem gegrubberten Feld laufende Rad deutlich mehr Schlupf hat als das Furchenrad und somit der Wirkungsgrad insgesamt schlechter wird.

5.2.3.2 Differenzialsperren in der Vorderachse

In der Vorderachse finden bei Ackerschleppern fast ausschließlich Selbstsperrdifferenziale Verwendung. Der Einfluss von Differenzialsperren in der Vorderachse auf den Kraftstoffverbrauch ist nicht sehr groß, wofür es hauptsächlich vier Gründe gibt. Erstens ist bei fester Übersetzung zwischen Vorder- und Hinterachse das Drehmoment an den Vorderrädern nicht gleichzeitig begrenzend für die Hinterachse, es wird selbst bei einem durchdrehenden Vorderrad (z.B. ohne Bodenkontakt) Zugleistung an der Hinterachse übertragen. Zweitens ist bei Ackerschleppern die Vorderachse als Pendelachse ausgeführt, deren Pendelpunkt stets unterhalb des Schwerpunktes liegt und so die Gewichtsverteilung der Vorderräder kleinere Unterschiede zeigt als die der Hinterräder. Drittens kommt der Vorderachse mit den kleineren Rädern und der geringeren Achslast der geringere Zugkraftanteil zu, was die Bedeutung der Sperre verglichen mit der in der Hinterachse reduziert. Viertens wird bei hoher Zugkraft, bei der die Sperre erst sinnvoll wird, die Vorderachse durch Achslastverlagerung zusätzlich entlastet. Insgesamt sind somit die Auswirkungen einer Differenzialsperre in der Vorderachse für den Kraftstoffverbrauch nur von geringer Bedeutung. In Bild 42 ist der Mehrverbrauch von idealem gegenüber voll gesperrtem Differenzial in Abhängigkeit von der Zugkraft für unterschiedliche seitliche Hangneigungen dargestellt.

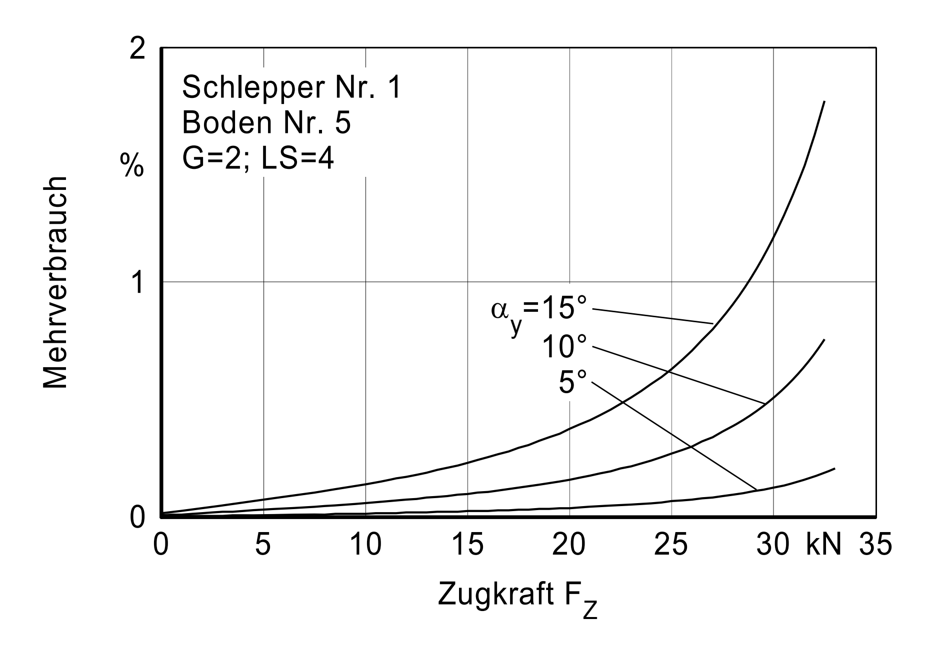


Bild 42: Verbrauchsunterschiede zwischen offenem und voll gesperrtem Vorderachsdifferenzial in Abhängigkeit von der Zugkraft (Schlepper Nr. 1, Boden Nr. 5; v=5 km/h; Parameter aus Tabellen A2 bis A4)

Es zeigt sich der erst bei großen Zugkräften und extremer Schräglage nennenswert ansteigende Kraftstoffverbrauch. Für normale Feldbedingungen bei unter 5° Schräglage ist der Mehrverbrauch von minimaler Bedeutung. Bei Selbstsperrdifferenzialen sind die Verbrauchsunterschiede zum voll gesperrten Differenzial noch erheblich kleiner (<0,2 %), auf eine genauere Betrachtung wird daher verzichtet. Es kann ohne nennenswerten Fehler das Selbstsperrdifferenzial in der Vorderachse bei Ackerschleppern wie eine Klauensperre betrachtet werden, wenn es um Wirkungsgradberechnungen geht. Diese Erkenntnis wird auch für die vereinfachten Berechnungsgleichungen in Kapitel 6 genutzt.

5.3 Arbeitsbreite und Fahrgeschwindigkeit

Der Einfluss von Arbeitsbreite und Fahrgeschwindigkeit wurde bereits von Kutzbach [52] untersucht, wobei die Tendenz zu breiteren Geräten mit geringer Geschwindigkeit zur Optimierung des Kraftstoffverbrauchs und der Flächenleistung festgestellt wurde. Die Untersuchung dieses Zusammenhangs ist ein gutes Beispiel für das kombinierte Schlepper- und Gerätemodell. Es wird dabei sowohl der Einfluss von unterschiedlichen Arbeitsbreiten und Fahrgeschwindigkeiten auf die Zugkraft des Gerätes als auch der Einfluss dieser Zugkraft auf den Schlupf und vor allem die Motorauslastung deutlich. Somit wird das gesamte Modell für die Berechnung dieses Zusammenhanges genutzt und die resultierenden Kennfelder können anschließend zur Interpretation und Ableitung von Grundsätzen zur richtigen Schlepper-Geräte-Kombination oder der optimalen Fahrgeschwindigkeit genutzt werden. Bild 43 und Bild 44 zeigen die Ergebnisse der Modellrechnungen für einen Grubber mit zwei unterschiedlichen Schleppern, die sich insbesondere in Motorleistung und Masse unterscheiden.

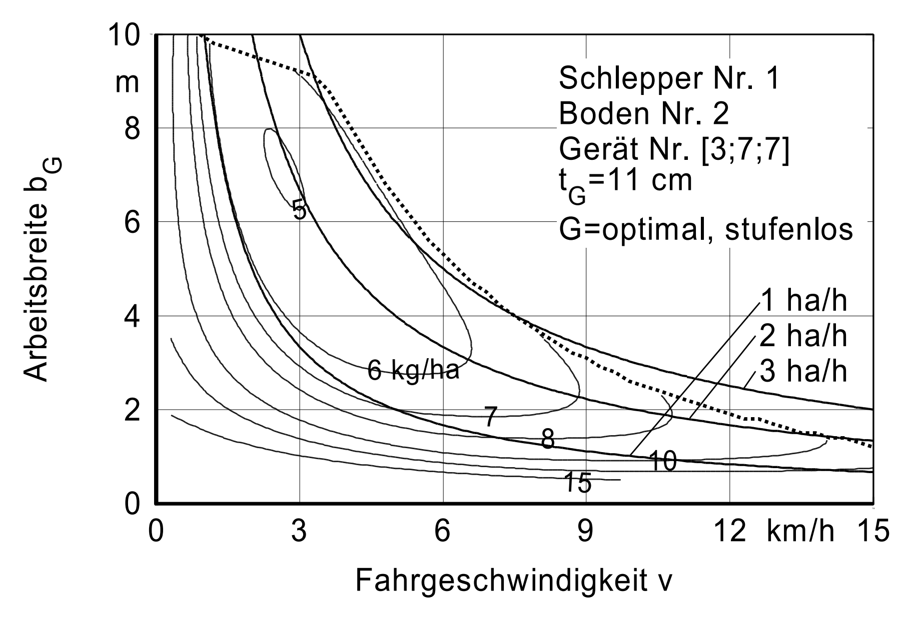


Bild 43: Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit und Arbeitsbreite, optimale, idealisierte Getriebeübersetzung (Parameter aus Tabellen A2 bis A4)

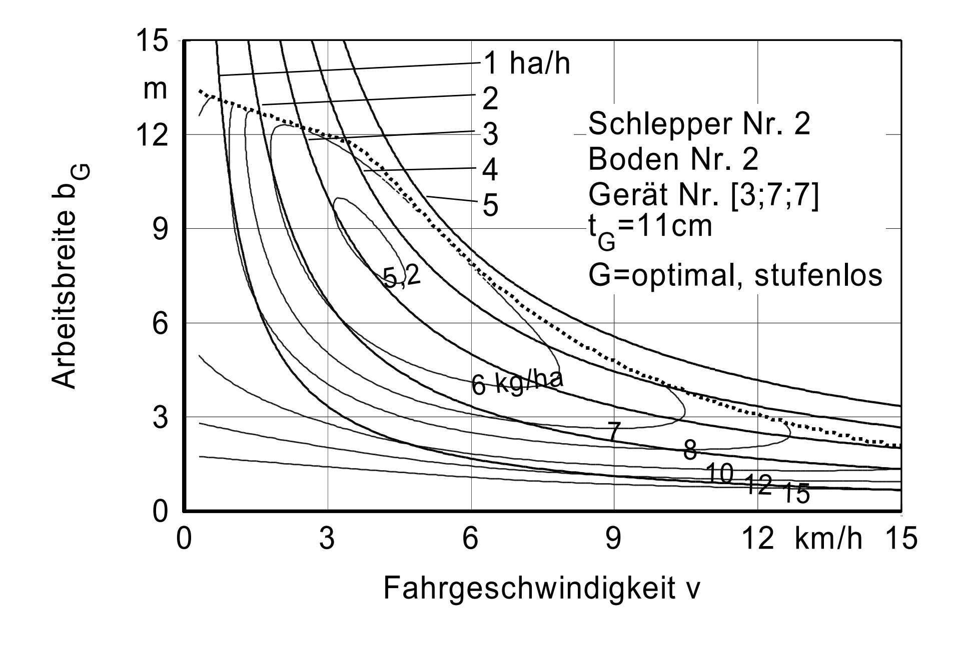


Bild 44: Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit und Arbeitsbreite, optimale, idealisierte Getriebeübersetzung (Parameter aus Tabellen A2 bis A4)

In den Abbildungen sind Geschwindigkeiten von 0 bis 15 km/h dargestellt, wobei für den Grubber lediglich Geschwindigkeiten von über 6 km/h zum Erreichen eines guten Arbeitsergebnisses sinnvoll sind, optimale Bodendurchmischung wird erst bei noch größeren Geschwindigkeiten erreicht. Für die Arbeitsbreite gilt ähnliches. Schmalere Geräte als der Schlepper werden bei Grubbern praktisch nicht mehr eingesetzt. Zu große Arbeitsbreiten

führen bei ungünstigeren Bedingungen zu einem hohen Zugkraftbedarf, beispielsweise durch tiefes Arbeiten oder Flächen mit verdichtetem Boden. Da Grubber als Universalmaschinen für verschiedene Anwendungen zur Bodenlockerung auf dem ganzen Betrieb eingesetzt werden, sind die schwerzügigsten Arbeiten limitierend für die Breite des Geräts. Dementsprechend ist der praxisrelevante Spielraum im obigen Kennfeld stark begrenzt und es kommen für den Schlepper Nr. 1 nur 3 m bis maximal 4 m breite Geräte, für den Schlepper Nr. 2 bis zu 6 m breite Geräte in Betracht. Die gepunktete Linie stellt die maximale Arbeitsbreite (mit entsprechender Zugkraft) in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit dar. Im linken, flachen Bereich ist die übertragbare Zugkraft limitierend, oberhalb von etwa 4 km/h ist die Motorleistung die begrenzende Größe.

Der Verbrauchsanstieg bei kleinen Arbeitsbreiten ist durch den Laufwerkwirkungsgrad bedingt, der durch den konstanten Rollwiderstandsanteil bei geringen Zugkräften abnimmt. Der Anstieg bei geringen Fahrgeschwindigkeiten begründet sich durch die geringe Motorauslastung und den folglich hohen spezifischen Kraftstoffverbrauch b_e. Das Verbrauchsoptimum fällt hier nicht mit dem maximalen Laufwerkwirkungsgrad zusammen, sondern liegt verschoben zu größeren Zugkräften durch entsprechend breitere Geräte. Dies begründet sich durch den mit der Fahrgeschwindigkeit ansteigenden Zugkraftbedarf der Geräte. Bei langsamerer Fahrt mit breiteren Geräten sinkt folglich der Zugleistungsbedarf, was den Effekt des etwas schlechteren Laufwerkwirkungsgrads bei der verhältnismäßig hohen Zugkraft kompensiert.

Somit ergibt sich das Verbrauchsoptimum bei fast voll ausgelastetem Motor und möglichst breiten Geräten. Es sollten folglich bei der Geräteauswahl Entscheidungen zu möglichst breiten Geräten getroffen werden, die der zugehörige Schlepper jedoch noch bei allen Bedingungen ziehen kann. Mit dem untersuchten Grubber sind etwa 80 % der maximal erreichbaren Fahrgeschwindigkeit optimal, der Mehrverbrauch bei schnellerem Arbeiten zum Maximieren der Flächenleistung ist nicht sehr groß und wird daher aus betriebswirtschaftlichen Gründen meist in Kauf genommen.

5.4 Einfluss der Masse

Wie die Berechnungen mit dem Modell zeigen, haben sowohl die Gesamtmasse eines Fahrzeugs als auch die Massenverteilung Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch. Grundlagen zur optimalen Ballastierung liegen vor [200]. In diesem Kapitel sollen die genauen Auswirkungen

der Gesamtmasse, der Massenverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse sowie der Auswirkungen sich mit der Zeit verändernder Massen untersucht werden.

5.4.1 Gesamtmasse

Dass sowohl zu große als auch zu geringe Schleppermassen für den Kraftstoffverbrauch von Nachteil sind, begründet sich einerseits durch zu großen Schlupf bei zu leichten Ackerschleppern, andererseits durch zu viel Rollwiderstand bei zu großen Schleppermassen. Dieser Effekt kann in Bild 45 für unterschiedliche Zugkräfte veranschaulicht werden.

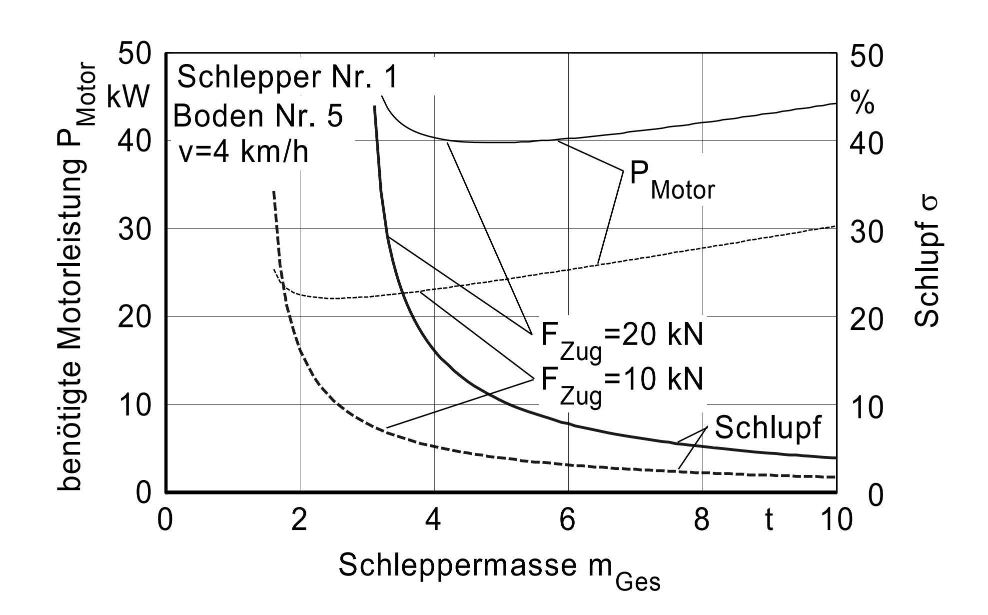


Bild 45: Benötigte Motorleistung und Schlupf in Abhängigkeit von der Schleppermasse für zwei unterschiedliche Zugkräfte (Parameter aus Tabellen A2 bis A4)

Der minimale Leistungsbedarf liegt in beiden Fällen bei etwa 10 % Schlupf und fällt mit dem Optimum des Laufwerkwirkungsgrades zusammen. Folglich ist die optimale Ballastierung eines Schleppers nicht von der Motorleistung, sondern lediglich von der Zugkraft abhängig. Bei vorhandener Schlupfanzeige kann diese genutzt werden, um gegebenenfalls auf- oder abzuballastieren. Die zugehörige, optimale Motorleistung wird dann benötigt, um bei entsprechender Fahrgeschwindigkeit dieses Optimum zu erreichen und dabei den Motor möglichst gut auszulasten, so dass auch der spezifische Verbrauch im Minimum liegt. Wenn die Motorauslastung über die Fahrgeschwindigkeit maximiert wird, ist zu beachten, dass sich mit der

Fahrgeschwindigkeit in der Regel auch die Zugkraft der Geräte und somit wiederum die optimale Gesamtmasse verändert.

Auffällig ist auch, dass der Anstieg der benötigten Leistung bei zu kleinen Massen deutlich steiler verläuft als bei zu großen Massen, die einen langen flachen Anstieg verursachen. Bei zu geringer Masse steigt der Schlupf plötzlich steil an und schließlich bleibt die Maschine stehen. Daher ist eine Ballastierung geringfügig über dem Verbrauchsoptimum zu empfehlen, um auch Bodenstellen mit höherer Zugkraft sicher überwinden zu können. Dabei darf allerdings der Aspekt der Bodenschonung insbesondere bei feuchten Bedingungen nicht vernachlässigt werden.

5.4.2 Einfluss der Massenverteilung

Eine wichtige Frage bei der optimalen Ballastierung des Schleppers ist neben der Gesamtlast auch die Verteilung der Achslasten. Bei Hinterradantrieb ergibt sich ein grundsätzlicher Vorteil minimierter Vorderachslasten, die zu kleinerem Schlupf an den Hinterrädern führt. Dieser ist vornehmlich durch die höhere Hinterachslast bedingt, aber auch die geringere Triebkraft durch den reduzierten Rollwiderstand an der Vorderachse wirkt sich positiv aus. Bei Allradantrieb ohne Berücksichtigung des Multipasseffektes sind stets größere Lasten auf der Achse mit der größeren Bereifung (normalerweise der Hinterachse) von Vorteil, da diese für besseres Triebkraftverhalten verantwortlich ist. Die Vorteile maximaler Hinterachslast werden jedoch nicht durch Messungen bestätigt, die ein Optimum bei etwa 30 % Vorderachslast zeigen. Unter Berücksichtigung des Multipasseffekts (siehe Kapitel 4.3.2) kann das Verbrauchsoptimum berechnet werden (Bild 46).

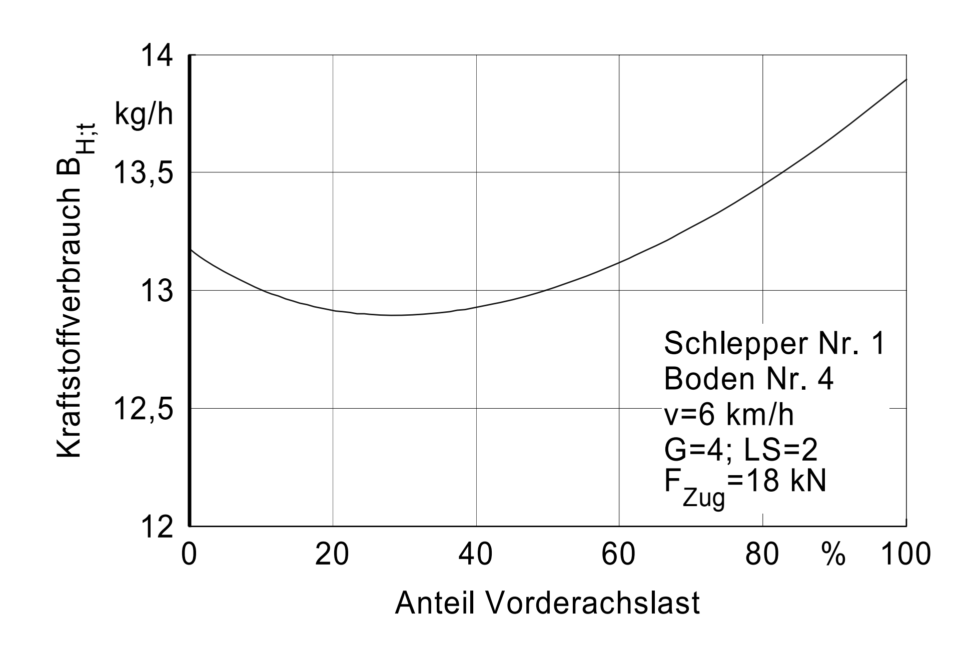


Bild 46: Abhängigkeit der benötigten Motorleistung von der Achslastverteilung (Parameter aus Tabellen A2 bis A4)

Es zeigt sich in dieser Darstellung eine optimale Vorderachslast von etwa 30 %. Dieser Wert ergibt sich sowohl für Zugarbeiten als auch für Pflegearbeiten. Das Optimum stimmt mit den Messwerten überein, die Auswirkungen sind jedoch erst bei starken Abweichungen von diesem Optimumswert signifikant. Etwas geringere Werte für die optimale Vorderachslast ergeben sich bei Böden, die schon vor der Überfahrt stärker verdichtet waren. Bei sehr lockeren Böden sind größere Vorderachslasten vorteilhaft. Daher ist eine genaue Pauschalaussage über die optimale Radlastverteilung nicht möglich, mit Werten zwischen 20 und 40 % werden jedoch keine großen Fehler bezüglich der Optimierung des Kraftstoffverbrauchs gemacht.

5.4.3 Einfluss sich verändernder Massen

Bei vielen Pflegearbeiten, wie beispielsweise Mineraldünger oder Stalldung streuen, wird die Ladung während der Fahrt entleert. Bei Erntemaschinen füllt sich der Bunker langsam und wird dann wieder schlagartig entleert. Für Berechnungen, die nicht diesen gesamten Vorgang simulieren, ist die Annahme eines mittleren Gewichtes für die Berechnung nur eines Fahrzustandes zu überprüfen.

Neben der Änderung der Gesamtmasse findet abhängig von der Lage des Gewichts auch eine Verschiebung der Achslastverteilung statt. Besonders wenn eine gezogene Achse stärker

belastet wird tritt aufgrund des Rollwiderstands zusätzliche Zugkraft auf. In Tabelle 12 sind beispielhaft Verbrauchswerte und die Abweichungen zwischen dem gemittelten Ladungsgewicht und dem tatsächlichen Verbrauch bei langsamer Gewichtsabnahme dargestellt. Für das Düngerstreuen wurde der Angriffspunkt der Gewichtskraft 2 m hinter der Hinterachse angenommen, beim Stalldung ausbringen verändert sich mit der Masse der Ladung die Rollwiderstandskraft am Anhänger. Für den Miststreuer wurde eine Zapfwellenleistung von 10 kW angenommen.

Tabelle 12: Vergleich des Verbrauchs integriert über die Gewichtsabnahme und bei Durchschnittsgewicht (Schlepper Nr. 1; Boden Nr. 11; v=6 km/h; G=3; LS=4; Parameter aus Tabellen A2 bis A4)

	Lademasse	Verbrauch $B_{H;A}$ [kg/ha]	Unterschied
Mineraldünger streuen	Integriert 2-0 t	4,7290	0,038 %
	Durchschnitt 1 t	4,7308	
Stalldung ausbringen	Integriert 8-0 t	8,2587	0,047 %
	Durchschnitt 4 t	8,2626	

In den gezeigten Beispielen tritt praktisch kein Unterschied zwischen gemitteltem Ladungsgewicht und der Berücksichtigung der langsamen Abnahme der Ladungsmasse auf. Abhängig vom Triebkraft- und Rollwiderstandsverhalten der Vorder- und Hinterräder, den Bodenparametern und der Voreilung sowie aller Parameter der Schleppergeometrie wurde der Effekt mit unterschiedlicher Ausprägung und unterschiedlichem Vorzeichen simuliert. Die größten Unterschiede konnten wegen des höheren Rollwiderstandsbeiwerts auf weichem Boden gezeigt werden, allerdings waren die Abweichungen stets deutlich kleiner als 1 %. Folglich kann der Effekt sich verändernder Massen auch für exakte Berechnungen vernachlässigt werden, da er von anderen Unsicherheiten so stark überlagert wird, dass keine eindeutige Aussage getroffen werden kann. Die Annahme einer Durchschnittsmasse ist somit zulässig.

5.4.4 Leistungsgewicht

Für die in der Literatur auftauchende Frage nach der optimalen leistungsbezogenen Masse können grundsätzliche Zusammenhänge bezüglich der Maximierung der Flächenleistung gezeigt werden [192]. Daher ist auch eine Aussage bezüglich des Kraftstoffverbrauchs inte-

ressant. Grundsätzlich kann mit zapfwellengetriebenen Bodenbearbeitungsgeräten die Leistung auch ohne große Schleppermasse umgesetzt werden, weshalb in diesem Fall stets niedrige Leistungsgewichte wegen des geringeren Rollwiderstands zu bevorzugen sind (siehe auch Kapitel 5.5). Gleiches gilt für Pflegearbeiten und Arbeiten mit selbstfahrenden Arbeitsmaschinen. Für gezogene Bodenbearbeitungsgeräte kann der Einfluss auf den Verbrauch nicht so allgemein bewertet werden. Wie bereits in Kapitel 5.4.1 gezeigt, kann für die Zugkraft eines Gerätes die optimale Schleppermasse und die zum Ziehen mit einer definierten Geschwindigkeit benötigte Motorleistung berechnet werden. Somit ist für den Verbrauch nicht die leistungsbezogene Masse, sondern vielmehr die optimale Masse und die optimale Leistung für bestimmte Geräte bei definierter Fahrgeschwindigkeit zu bestimmen. Eine solche Berechnung würde allerdings zu sehr hohen optimalen Motorleistungen führen, da das motorspezifische Verbrauchsoptimum zwischen 60 und 80 % der Nennleistung liegt. Da grundsätzlich im Durchschnitt eine zu geringe Auslastung der Maschinen vorliegt, und der Nachteil von zu hohen Auslastungen deutlich kleiner ist als der bei zu geringen Auslastungen, wird bei dem in Bild 47 dargestellten Zusammenhang von Zugkraft, optimaler Masse und optimaler Leistung von voll ausgelasteten Motoren als optimal ausgegangen.

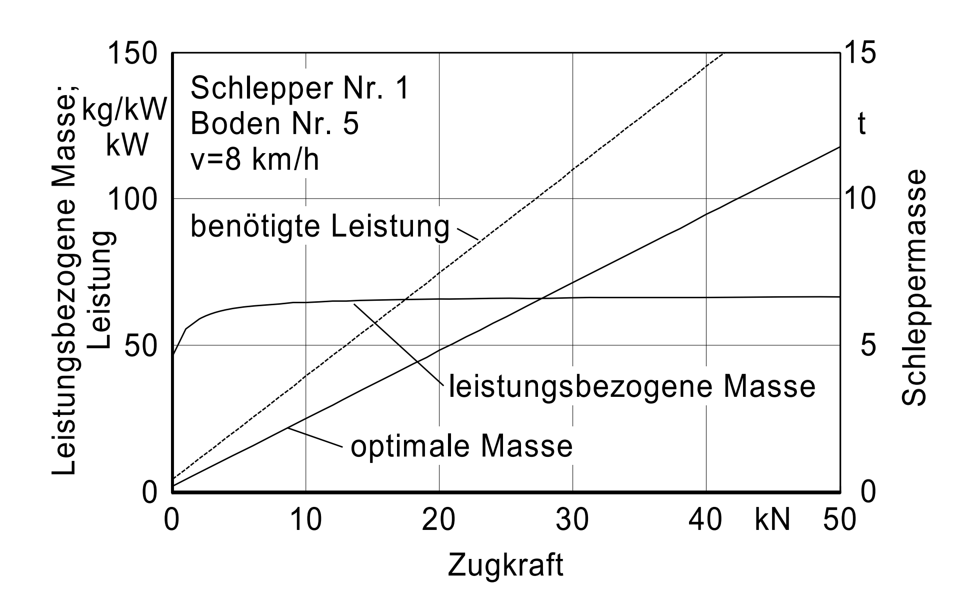


Bild 47: Optimale Masse in Abhängigkeit von der Zugkraft sowie die benötigte Leistung bei 8 km/h (Parameter aus Tabellen A2 bis A4)

Es zeigt sich das optimale Leistungsgewicht zwischen 60 und 70 kg/kW. Dieses liegt etwas über dem Durchschnittswert der angebotenen Ackerschlepper, was sich unter anderem durch

den flexiblen Einsatz auch für Pflege- und Zapfwellenarbeiten oder eine geforderte Leistungsreserve erklären lässt. Da dieser Wert geschwindigkeitsspezifisch ist, kann bei Stellen größeren Zugkraftbedarfs durch langsamere Fahrt reagiert werden, falls die Motorleistung nicht mehr ausreicht.

5.5 Optimale Zapfwellen-Zugleistungsverteilung

Die Frage nach Vor- und Nachteilen von zapfwellengetriebenen Bodenbearbeitungsgeräten ist nicht eindeutig zu beantworten, da die Arbeitsergebnisse mit denen von gezogenen Geräten nicht direkt vergleichbar sind [153]. Dennoch lassen sich einige grundsätzliche Aussagen treffen.

Mit der vereinfachten Annahme, dass mit einer definierten Leistung am Gerät unabhängig von Zug- oder Zapfwellenleistung die gleiche Arbeitsqualität erreicht wird, sind zapfwellengetriebene Bodenbearbeitungsgeräte stets von Vorteil. Zwar wird der Laufwerkwirkungsgrad durch kleinere Zugleistung geringer, betrachtet man jedoch die Laufwerksverluste, so bleiben die Rollwiderstandsanteile gleich und die Schlupfverluste werden geringer. Außerdem können Schlepper mit größerer Leistung und geringerer Masse eingesetzt werden, was wiederum die Rollwiderstandsverluste reduziert. Die Rollarbeit, bezogen auf die Fläche, sinkt dann durch geringere Radlasten oder durch größere Arbeitsbreiten und damit verbundener kürzerer Fahrstrecke auf dem Feld. Normalerweise wird jedoch für zapfwellenbetriebene Geräte ein größerer Leistungsbedarf bei gleicher bearbeiteter Querschnittsfläche beobachtet, allerdings auch mit besserem Arbeitsergebnis.

Für gezogene Geräte sprechen die geringeren Kosten und die Möglichkeit der einfacheren Realisierung großer Arbeitsbreiten insbesondere für leichtzügige Arbeiten. Außerdem liegt beispielsweise keine marktgängige Lösung für wendende Bodenbearbeitung mit zapfwellengetriebenen Geräten vor. Kreiseleggen und Fräsen für eine intensive Zerkleinerung des Bodens sind die in der Praxis eingesetzten Zapfwellengeräte, welche die genannten Vorteile beim Verbrauch umsetzen können. Häufig wird für die Saatbettbereitung mit gezogenen Geräten das geforderte Arbeitsergebnis nicht erreicht, was den Nutzen des größeren Leistungsbedarfs bei Zapfwellengeräten bezogen auf das bearbeitete Bodenvolumen verdeutlicht.

5.6 Einfluss der Getriebeübersetzung

Um den Einfluss der Getriebeübersetzung auf den Kraftstoffverbrauch zu untersuchen, müssen einerseits die Abstufung der Gänge, insbesondere im Hauptarbeitsbereich, und die Folgen daraus auf den Verbrauch betrachtet werden. Andererseits ist auch die Wahl des richtigen Ganges aus den möglichen Übersetzungen des Getriebes von noch größerer Bedeutung, da diese bei Schaltgetrieben noch immer manuell erfolgen muss. Für Stufenlosgetriebe liegen unterschiedliche Fahrstrategien und entsprechende Regelungen vor, um die optimale Übersetzung zu erreichen. Da Schaltgetriebe allerdings noch immer einen erheblichen Anteil der Neuzulassungen, vor allem aber beim Schlepperbestand ausmachen, werden hier die Stufengetriebe näher betrachtet. Dabei wird auch der Vorteil von Stufenlosgetrieben deutlich, da diese stets das Optimum erreichen können und somit alle Nachteile der Stufengetriebe optimal kompensieren.

5.6.1 Leistungslücken

Als Leistungslücken werden geschwindigkeitsspezifische Bereiche bezeichnet, bei denen übersetzungsbedingt nicht die volle Motorleistung verfügbar ist. Sowohl die Motorcharakteristik moderner Ackerschleppermotoren mit großem Drehmomentanstieg, als auch die enge Stufung der Gänge, lassen die Bedeutung dieser Leistungslücken für moderne Ackerschlepper nahezu vollständig verschwinden. Bereits bei der Betrachtung von nur 6 Gängen über den gesamten Geschwindigkeitsbereich zeigten sich die relativ kleinen Leistungslücken in Bild 48. Für diese Darstellung werden häufig vereinfachend nur die Motorcharakteristik und Getriebeübersetzung der Gänge (G) genutzt, in diesem Beispiel sind auch entsprechend dem Modell unterschiedliche Laufwerkwirkungsgrade und Wirkungsgrade des Antriebsstrangs berücksichtigt, so dass die tatsächlichen auftretenden Leistungslücken dargestellt werden.

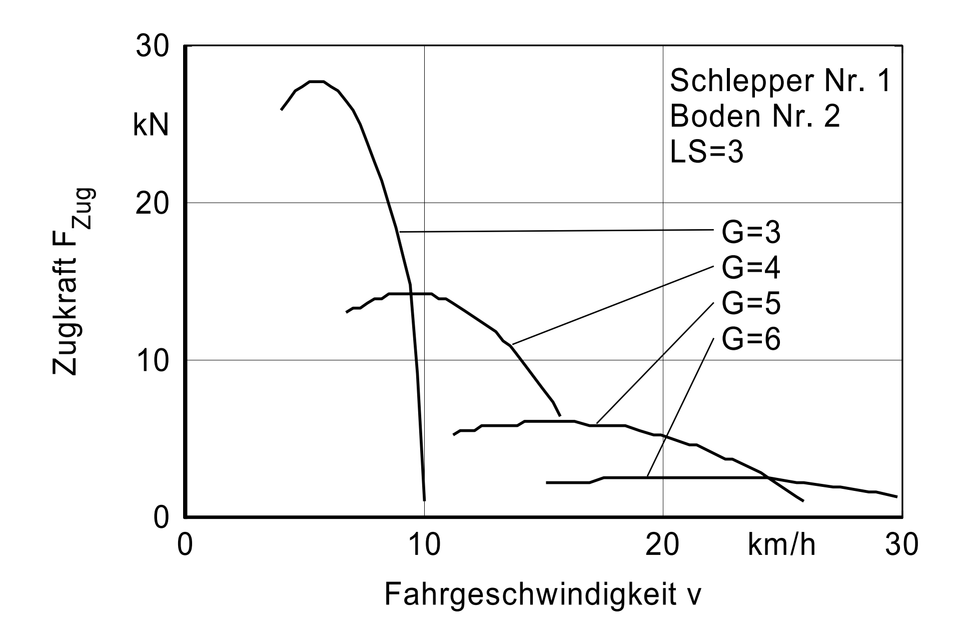


Bild 48: Maximale Zugkraft in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit (Parameter aus Tabellen A2 bis A4)

Werden zusätzlich die Lastschaltstufen (LS) berücksichtigt, so verschwinden die Leistungslücken nahezu völlig. Daher ist bei heutigen Untersuchungen zur Getriebeabstufung nicht mehr das Erreichen der maximalen Triebkraft bei allen Übersetzungen, sondern vielmehr der Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch von Bedeutung.

5.6.2 Einfluss der Getriebeabstufung auf den Kraftstoffverbrauch

Die Geschwindigkeiten im Hauptarbeitsbereich zwischen 5 und 10 km/h können bei Stufengetrieben mit Gruppenschaltung, ob lastschaltbar oder nicht, normalerweise in 5 oder mehr verschiedenen Gängen gefahren werden. Bei Motorauslastungen unter 60 % ist folglich eine Absenkung der Drehzahl zur besseren Drehmomentbelastung (Auslastung) des Motors möglich und aufgrund des relativ großen Optimumsbereichs im Motorkennfeld kann ein Punkt nahe dem minimalen Verbrauch angefahren werden. Lediglich bei sehr kleinen Geschwindigkeiten ist eine solche Drehzahlabsenkung nicht uneingeschränkt möglich und bei geringen Auslastungen wird trotz Drehzahlabsenkung keine ausreichende Auslastung erreicht, da der Motor bei Drehzahlen unter 1000 min^{-1} nicht mehr gleichmäßig läuft.

Anhand des Kraftstoffverbrauchs bei der Straßenfahrt mit unterschiedlichen Steigungen kann der Einfluss der Getriebeabstufung anschaulich dargestellt werden. Für eine Anhängelast von 18 t und eine Fahrgeschwindigkeit von 15 km/h ist in Bild 49 der Kraftstoffverbrauch für unterschiedliche Gänge und Lastschaltstufen aufgetragen, bei denen diese Geschwindigkeit realisiert werden kann. Der geringste Verbrauch wird in dem jeweils größtmöglichen Gang erzielt. Diese Aussage ist zwar nicht allgemein gültig, da je nach Motorkennfeld und Getriebewirkungsgraden leichte Überlappungen entstehen können, allerdings sind diese für gängige Ackerschlepper vernachlässigbar gering.

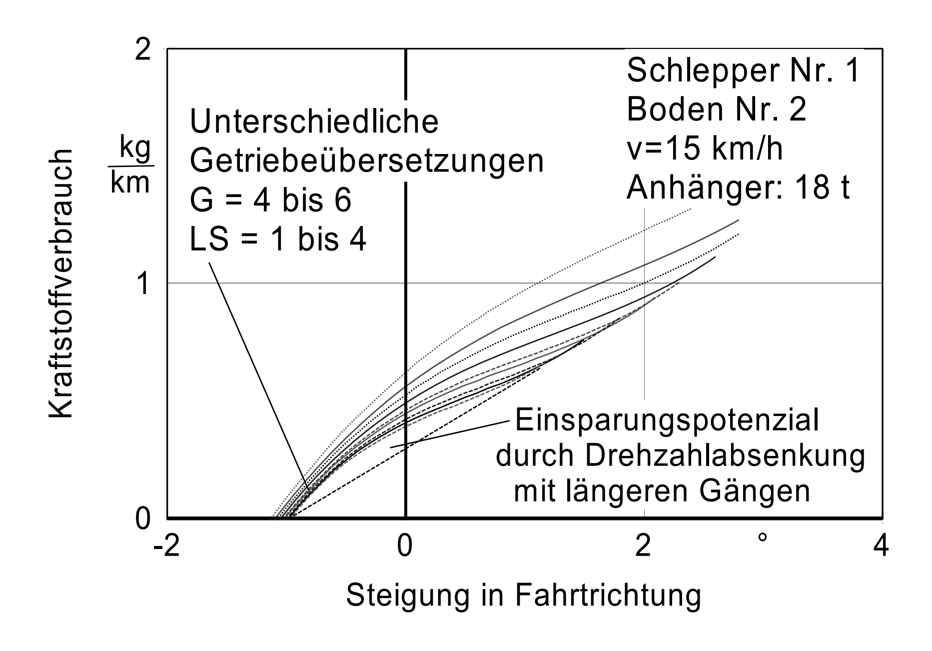


Bild 49: Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit von der Steigung für unterschiedliche Schaltstufen (Parameter aus Tabellen A2 bis A4)

Die untere Hüllkurve, die bis auf die Sprünge kurz vor Erreichen der maximalen Steigung nahezu stetig verläuft, lässt keine nennenswerten Vorteile für enger gestufte Getriebe oder Stufenlosgetriebe erwarten und bestätigt damit die Aussage aus Kapitel 5.6.2. Die Vorteile von stufenlosen Getrieben liegen eher in der besseren Erreichbarkeit der optimalen Fahrzustände, da Schaltvorgänge mit Auskuppeln unter Last teilweise nicht möglich sind. Ferner kann durch Getriebe mit langen Übersetzungen (Erreichen der Höchstgeschwindigkeit mit reduzierter Drehzahl) der geringere Verbrauch, gekennzeichnet durch die gestrichelte Gerade bei geringeren Steigungen, realisiert werden, da nicht bei voller Drehzahl im Teillastbereich des Motors gefahren werden muss. Dieser Vorteil wird bereits bei 15 km/h sichtbar und ist mit steigender Geschwindigkeit noch deutlich stärker ausgeprägt.

5.6.3 Wahl des richtigen Ganges

Die Wahl des richtigen Ganges ist für die Einsparung von Kraftstoff aus zwei Gründen von besonderer Bedeutung. Erstens wirkt sie sich nicht auf das Arbeitsergebnis aus, es entstehen folglich keine externen Effekte, zweitens ist das flächenbezogene Einsparungspotenzial durch die korrekte Motorauslastung erheblich. Die beste Getriebeübersetzung korreliert eng mit der entsprechenden Fahrgeschwindigkeit. In Bild 50 ist der Verbrauch in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit für verschiedene Lastschaltstufen (LS = 1 bis 4) in den ersten drei Gängen (G = 1 bis 3) dargestellt.

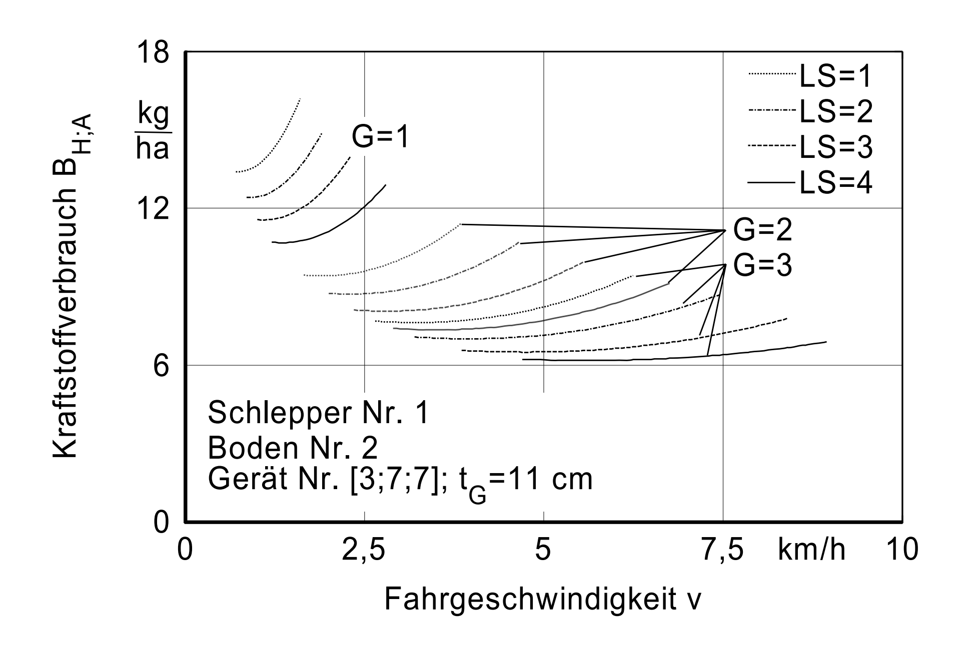


Bild 50: Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit für verschiedene Gänge (Parameter aus Tabellen A2 bis A4)

Es zeigt sich die Überschneidung der Übersetzung von der 4. Lastschaltstufe im zweiten und der 1. Lastschaltstufe im dritten Gang. Des Weiteren wird deutlich, dass stets der größtmögliche Gang den geringsten Verbrauch liefert. Dies ist durch die Form des Muscheldiagramms bedingt. In Ausnahmefällen kann es vorkommen, dass der größtmögliche Gang nicht verbrauchsoptimal ist, selbst dann wird dieser jedoch nur geringfügig schlechter sein als der nächst kleinere. Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 5 km/h, die im 3. anstatt im 2. Gang gefahren wird, ergibt sich schon ein Mehrverbrauch von über 20 %, und selbst eine Lastschaltstufe größer oder kleiner bedingt bei konstanter Geschwindigkeit Verbrauchsunterschiede zwischen 5 % und 10 %. Um die Motorauslastung durch den Gang zu veranschauli-

chen, ist in Bild 51 das Motordrehmoment im Kennfeld für die vier Lastschaltstufen (LS) im dritten Gang dargestellt.

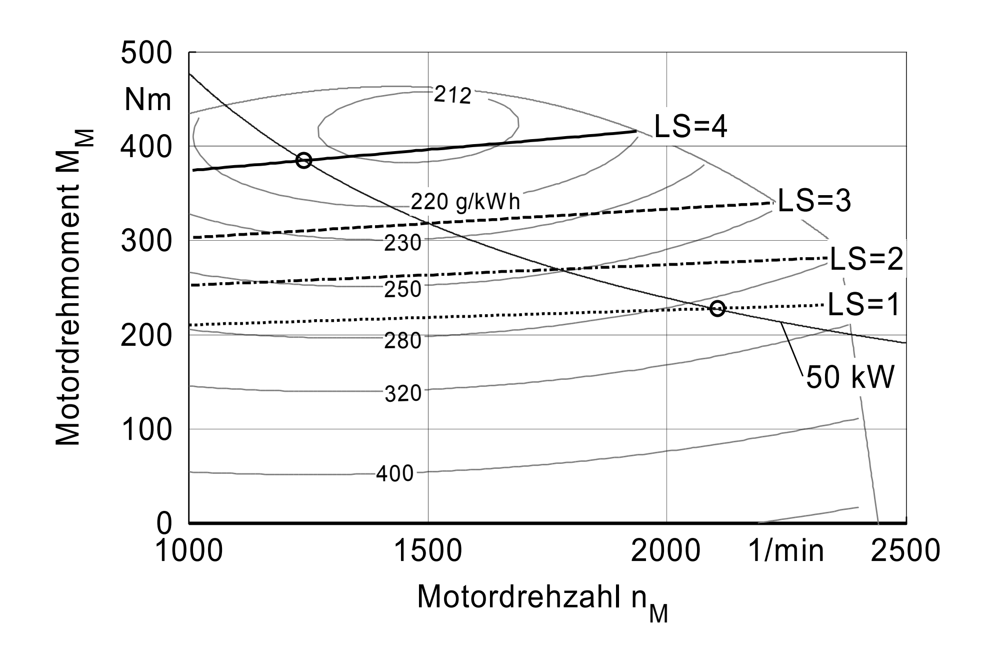


Bild 51: Betriebspunkte im Motorkennfeld für das Fahren im dritten Gang mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten (Schlepper Nr. 1; Boden Nr. 2; Gerät Nr. [3;7;7]; t_G=11 cm; b_G=3 m; G=3; Parameter aus Tabellen A2 bis A4)

Der Anstieg des Momentes mit der Drehzahl ist durch den im Gerätemodell verankerten Zugkraftanstieg mit der Fahrgeschwindigkeit bedingt. Durch die Kennfeldcharakteristik mit dem starken Drehmomentanstieg ist der Fahrgeschwindigkeitsbereich in Stufe 3 und 4 eingeschränkt, allerdings wird in diesen Gängen durch das sichtbar höhere Motordrehmoment auch der minimale Verbrauch erreicht. Verstärkt wird dieser Effekt nochmals durch die Charakteristik des Getriebekennfeldes, welches ebenfalls den besten Wirkungsgrad bei großen Auslastungen und niedrigen Drehzahlen hat. Für die Praxisanwendung ist folglich die Empfehlung des größtmöglichen Ganges sinnvoll. Das Einsparungspotenzial ist erheblich, so kann für das gezeigte Beispiel bei einer erforderlichen Motorleistung von 50 kW der Verbrauch von der 1. zur 4. Lastschaltstufe um über 26 % reduziert werden und selbst zwischen der 3. und 4. Lastschaltstufe beträgt der Verbrauchsunterschied noch 5 %. Insbesondere bei Arbeiten, die etwa die halbe Nennleistung des Motors benötigen, ist dieses Einsparungspotenzial gegeben.

5.7 Unterschiedliche Fahrzeugkonzepte

Die Untersuchung verschiedener Fahrzeugkonzepte und der Vergleich selbiger bezüglich des Kraftstoffverbrauchs ist zwar grundsätzlich möglich, die Ergebnisse sind jedoch kaum aussagefähig und daher eher irreführend als aufschlussreich. Grundsätzlich unterscheidbare Fahrzeugkonzepte sind beispielsweise Standardschlepper, Systemschlepper, Knicklenkschlepper, Geräteträger und im Extremfall sogar Einachsschlepper. Diese Konzepte unterscheiden sich insbesondere in Gesamtmasse, Achslastverteilung, Größe der Bereifung, Bereifungsunterschieden vorne und hinten, installierter Motorleistung und verwendetem Getriebe. All diese Einflussfaktoren wurden in den vorherigen Kapiteln bereits untersucht und Kriterien zur Optimierung des Gesamtfahrzeugs erläutert. Ein optimales Fahrzeugkonzept gibt es folglich nur dann, wenn all diese Kriterien berücksichtigt werden. Beispielrechnungen für Fahrzeugkonzepte, die sich in vielen der oben genannten Parameter unterscheiden, lassen folglich keine übertragbaren Ergebnisse erwarten, da es mehr auf die Abstimmung des Fahrzeugs als auf das Grundkonzept an sich ankommt. Auf Beispielrechnungen zu diesem Thema wird folglich bewusst verzichtet.

5.8 Einfluss von Steigungen

Nach der Untersuchung von fahrzeug- und gerätespezifischen Parametern soll nun der Einfluss der Umgebung auf den Kraftstoffverbrauch näher beleuchtet werden. Bei der Betrachtung der Steigungen kann einerseits zwischen seitlicher Neigung und Steigung bzw. Gefälle in Fahrtrichtung unterschieden werden, zum anderen zwischen Straßenfahrt und Bodenbearbeitung. Die Bodenbearbeitung zeichnet sich primär durch einen größeren steigungsunabhängigen Zugkraftanteil aus, der bei Straßenfahrt lediglich dem Rollwiderstand entspricht. Dort überwiegt der steigungsabhängige Anteil der Zugkraft, um die Masse bergauf zu ziehen. Außerdem kann bei Straßenfahrt die Energie beim Bremsen bergab nicht zurück gewonnen werden, während bei der Bodenbearbeitung die potentielle Energie beim Fahren bergab die Zugkraft reduziert. Auf die Untersuchung seitlicher Neigung auf der Straße wurde verzichtet, da relevante Neigungswinkel hier nicht vorkommen.

5.8.1 Einfluss des Hanges auf dem Feld

Die Hangneigung beeinflusst den Kraftstoffverbrauch auf dem Feld einerseits durch unterschiedlichen Schlupf der linken und der rechten Räder, andererseits durch größeren Schlupf

bergauf, der den Vorteil des geringeren Schlupfes bergab überwiegt. Da im Praxisfall in aller Regel gleichviel bergauf wie bergab gefahren wird, werden jeweils die Verbrauchswerte von gleicher Steigung und Gefälle gemittelt. Die Ergebnisse sind in Bild 52 dargestellt.

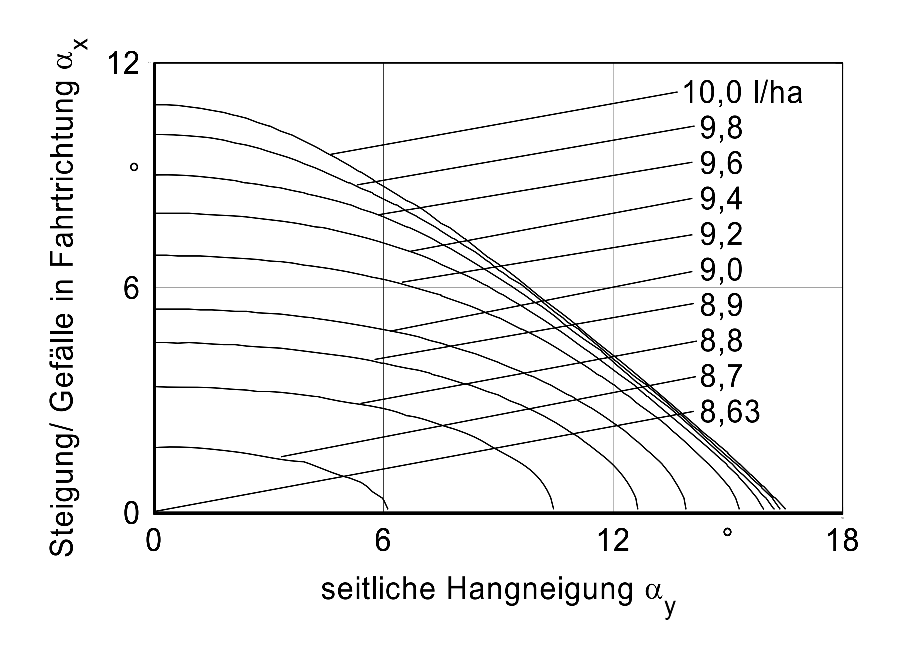


Bild 52: Einfluss von seitlicher Neigung und Steigung + Gefälle auf den Kraftstoffverbrauch (Schlepper Nr. 1; Boden Nr. 2; Gerät Nr. [3;7;7], t_G=11 cm; b_G=3 m; v=5 km/h; Parameter aus Tabellen A2 bis A4)

Es zeigen sich stärkere Auswirkungen der Steigung in Fahrtrichtung. Seitliche Neigung beeinflusst den Verbrauch erst bei Werten größer als 5° nennenswert, durch Zuschalten der Differenzialsperre in der Hinterachse kann dieser Einfluss nahezu vollständig kompensiert werden (siehe auch Kapitel 5.2), daher wird dieser Einfluss nicht weitergehend untersucht und verstärkt die Steigung in Fahrtrichtung betrachtet.

Um den Einfluss der Steigung auch ohne komplexe Modelle beurteilen zu können, liegt die Untersuchung dieses Mehrverbrauches für unterschiedliche Rahmenbedingungen nahe. Dabei zeigt sich allerdings, dass keine allgemein gültige Aussage dazu gemacht werden kann. Zwar steigt beim Fahren bergauf und bergab die benötigte Durchschnittsleistung schlupfbedingt immer an, diese Aussage ist jedoch nicht auf den Kraftstoffverbrauch zu übertragen. Nur bei Fahrzuständen, die auch beim Bergabfahren den Motor auslasten, also schweren Zugarbeiten, ist Fahren bergauf und bergab auch von Seiten des Verbrauchs her von Nachteil. Bei geringen Motorauslastungen, wie bei leichten Zugarbeiten, ist der Einfluss des Schlupfes klein im

Vergleich zum geringeren spezifischen Verbrauch bei größerer Motorauslastung. Hinzu kommt, das bei diesem günstigeren spezifischen Verbrauch auch der größte Teil der Leistung, verglichen mit dem geringen Anteil bergab bei schlechteren spez. Verbrauchswerten, benötigt wird. Erst bei Steigungen, bei denen der Schlepper bergab zusätzlich gebremst werden muss, kehrt sich der Einfluss wieder um und der Verbrauch steigt an. Diese Effekte sind in Bild 53 anschaulich dargestellt. Dazu wurden für einen Schlepper bei konstanter Zugkraft unterschiedliche Fahrgeschwindigkeiten simuliert, um die Motorauslastung zu variieren.

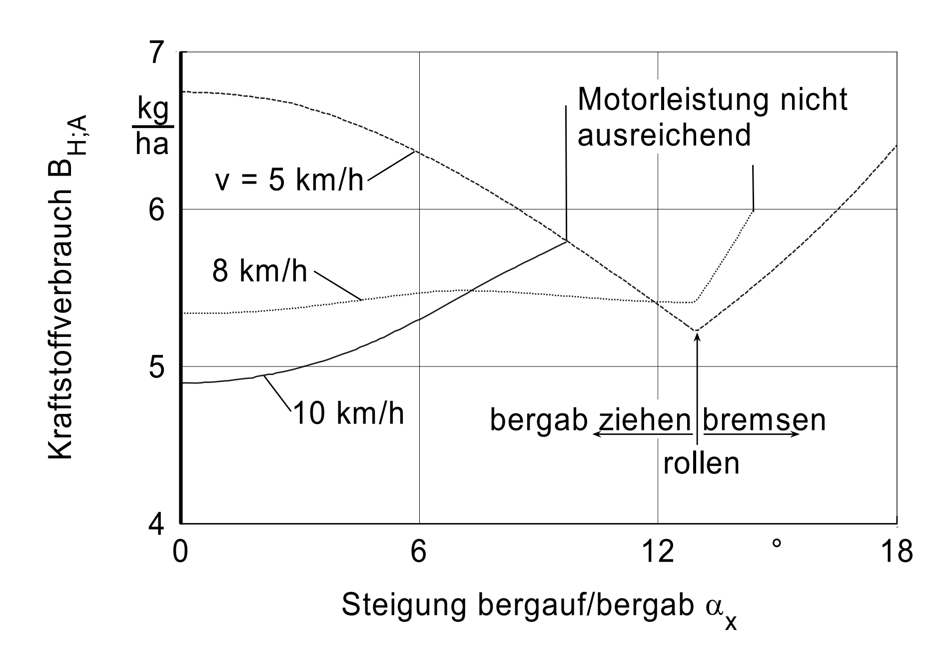


Bild 53: Kraftstoffverbrauch bergauf und bergab gemittelt in Abhängigkeit von der Steigung. (Schlepper Nr. 2; Boden Nr. 3; F_z=10 kN; Parameter aus Tabellen A2 bis A4)

Bei der Kurve für 10 km/h zeigt sich der überwiegende Einfluss des Schlupfes, da der Motor auch bergab relativ gut ausgelastet ist. Bei 8 km/h gleichen sich der Schlupfeinfluss und der Auslastungseinfluss in etwa aus, bis der Schlepper ab einem Gefälle von 12,9 ° bergab gebremst werden muss. Bei 5 km/h überwiegt der Auslastungseinfluss bis zum Rollen bergab. Für geringere Zugkräfte verhalten sich die Kurven auch bei 10 km/h analog zu dieser 5 km/h-Kurve, lediglich der Knick tritt bei kleineren Steigungen auf und das Verbrauchsniveau ist insgesamt niedriger. Für große Zugkräfte steigen die Kurven mit der Steigung progressiv an, auch bei niedrigeren Geschwindigkeiten.

Aufgrund dieses unterschiedlichen Verhaltens in Abhängigkeit von der Motorcharakteristik, dem Triebkraftverhalten und der Zugkraft, sowie der Motorauslastung, ist eine Verallgemeinerung der Ergebnisse nicht möglich. Nur in detaillierten Modellen kann dieser Einfluss korrekt berücksichtigt werden. Für einfache Berechnungsverfahren muss er vernachlässigt werden, was aufgrund der praxisüblichen Bearbeitungsrichtung quer zum Hang und normalerweise geringeren Steigungswerten als in dem gezeigten Beispiel als relativ unproblematisch anzusehen ist.

5.8.2 Einfluss von Steigungen und Gang bei Straßenfahrt

Bereits in Bild 49 wurde der Einfluss des Ganges bei der Straßenfahrt gezeigt. Da in diesem Kapitel der Einfluss der Steigung allein im Vordergrund steht, ist in Bild 54 der Verbrauch für unterschiedliche Fahrgeschwindigkeiten bei der Wahl des jeweils verbrauchsoptimalen Ganges dargestellt. Die Kurven für die jeweilige Geschwindigkeit entsprechen der unteren Hüllkurve von Bild 49, anhand dessen auch die Unstetigkeitsstellen durch Schaltvorgänge in den Kurven erklärt werden können.

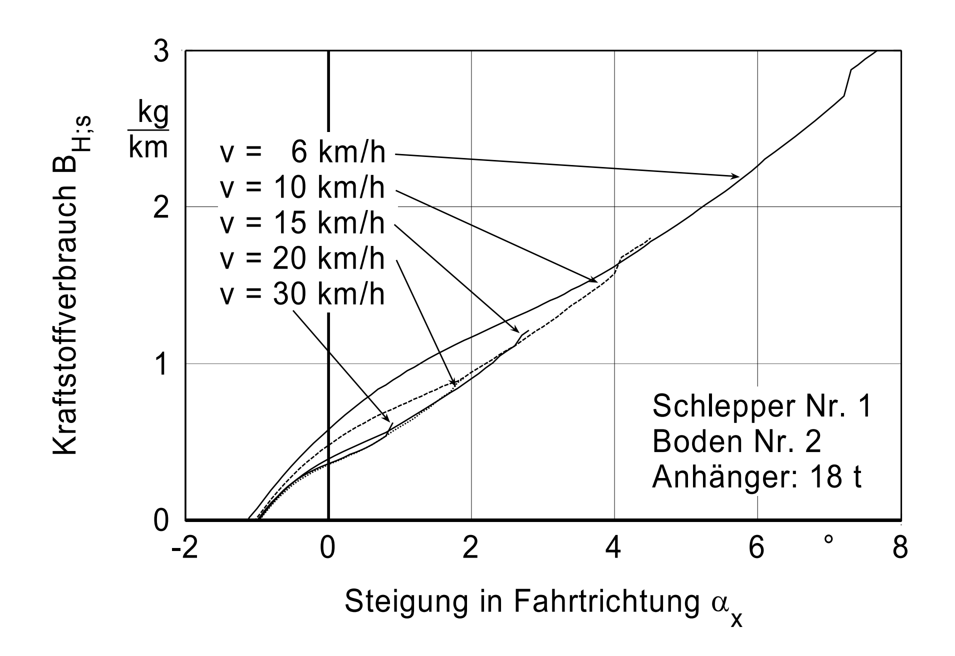


Bild 54: Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit von der Steigung für unterschiedliche Fahrgeschwindigkeiten (Parameter aus Tabellen A2 bis A4)

Für die Wahl der optimalen Geschwindigkeit zeigt diese Abbildung, dass bei größeren Geschwindigkeiten ein geringerer Verbrauch auftritt als bei kleineren, was durch die bessere

Auslastung des Motors bedingt ist. Optimal ist das Fahren mit etwa 95 % der maximal erreichbaren Geschwindigkeit, allerdings wird auch bei schnellerem Fahren nur minimal mehr Kraftstoff verbraucht, weshalb aus Arbeitszeitgründen möglichst hohe Geschwindigkeiten im möglichst großen Gang als optimal einzustufen ist.

Um den Einfluss der Steigung isoliert betrachten zu können, wird der Verbrauch bezogen auf die Fahrstrecke für unterschiedliche Anhängemassen berechnet. Die Geschwindigkeit wird dabei stets optimal eingestellt und entspricht fast immer der maximal erreichbaren Geschwindigkeit im jeweils optimalen Gang. Die 18 t-Kurve aus Bild 55 entspricht der unteren Hüllkurve aus Bild 54.

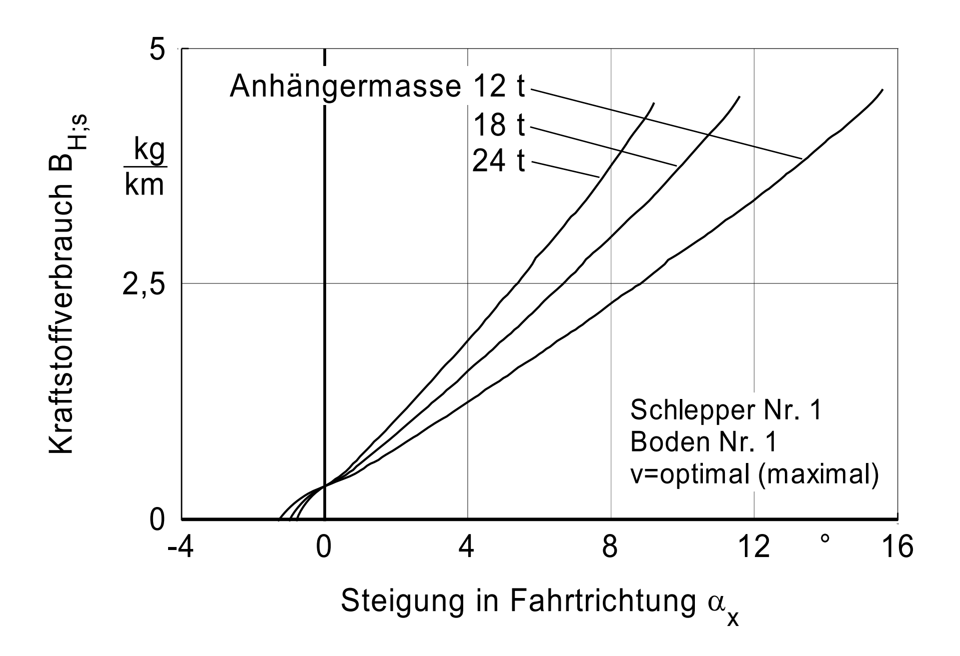


Bild 55: Kraftstoffverbrauch bei Transportarbeiten mit Anhänger bergauf (Parameter aus Tabellen A2 bis A4)

5.9 Einfluss von Boden auf den Kraftstoffverbrauch

Der Boden beeinflusst den Kraftstoffverbrauch erheblich, da einerseits die Zugkraft des Gerätes, andererseits das Triebkraftverhalten der Reifen stark von Bodenparametern beeinflusst werden. Durch kleinräumige Bodenvariationen bei Feldversuchen sind diese Einflussfaktoren nur schwierig zu ermitteln, weshalb sie mit dem Modell untersucht werden sollen. Die Übertragbarkeit der Absolutwerte in die Praxis kann kritisch sein, wenn Abweichungen im Ton- oder Feuchtegehalt die Gültigkeit der Modellgleichungen beeinträchtigen. Dennoch lässt sich

sehr gut darstellen, in welcher Größenordnung der Einfluss des Bodens liegt und in welchen Fällen Anpassungen am Schlepper, beispielsweise durch größere Bereifung, vorgenommen werden müssen. In Tabelle 13 sind Zugkraft- und Verbrauchswerte von jeweils zwei unterschiedlichen Böden, Bearbeitungszuständen und Bodenbearbeitungsgeräten aufgeführt.

Tabelle 13: Zugkraft- und Verbrauchswerte von unterschiedlichen Geräten auf verschiedenen Böden (Schlepper Nr. 1; Boden Nr. 2; Parameter aus Tabellen A2 bis A4)

			Stoppelacker; Sandboden	Stoppelacker; Tonboden	aufgelockerter Sandboden	aufgelockerter Tonboden
Bodenparameter	Bewuchs		0,50	0,50	0,00	0,00
	Oberbodenfestigkeit		0,60	0,60	0,25	0,25
	Unterbodenfestigkeit		0,80	0,80	0,60	0,60
	Tongehalt		0,10	0,90	0,10	0,90
	Feuchtegehalt		0,50	0,50	0,50	0,50
Grubber, b_G=3 m, t_G=20 cm; v=6 km/h		Zugkraft F_{Zug} [kN]	23,66	25,49	21,03	22,85
		Verbrauch B [kg/h]	**13,94**	**14,88**	**14,08**	**15,17**
Pflug, b_G=1,6 m t_G=40 cm; v=4 km/h		Zugkraft F_{Zug} [kN]	36,47	42,23	28,18	33,95
		Verbrauch B [kg/h]	**14,08**	**16,43**	**12,33**	**14,77**

Es zeigen sich Verbrauchsunterschiede beim Grubbern (mit zwei Nachläuferwalzen) von knapp 10 %, beim Pflügen von mehr als 25 %. Der größere Unterschied beim Pflügen begründet sich einerseits durch den geringeren Rollwiderstandsanteil bei größerer Zugkraft und andererseits durch den Zugkraftanteil der Nachläuferwalzen beim Grubber, der nicht bodenabhängig ist. Ebenso wird deutlich, dass der Zugkrafteinfluss sich zwar im Kraftstoffverbrauch widerspiegelt, es durch die Überlagerung mit dem Laufwerk aber durchaus zu größeren Verbrauchswerten bei geringerer Zugkraft kommen kann, wie beim Grubbern auf lockerem Tonboden und auf Stoppelacker bei Sandboden.

Diese Zusammenhänge zeigen, dass für die Beurteilung eines Bodens in Bezug auf den Kraftstoffverbrauch die Berücksichtigung des Zugkraftbedarfs allein nicht ausreichend ist. Sowohl durch die Überlagerung von Triebkraft- und Zugkrafteinfluss als auch durch die Unsicherhei-

ten bezüglich des Bodenverhaltens mit dem Gerät und dem Reifen sind verallgemeinernde Aussagen zu Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch nur eingeschränkt möglich. Es bleibt festzuhalten, dass der Bodeneinfluss auf den Zugkraftbedarf und damit auch auf den Kraftstoffverbrauch bei schweren Zugarbeiten den der Reifen überwiegt. Bei leichtzügigen Arbeiten ist hingegen der Reifen-Boden-Einfluss von größerer Bedeutung. Bei Pflegearbeiten tritt gar keine Zugkraft auf, weshalb der Boden lediglich das Triebkraftverhalten und nur dadurch den Kraftstoffverbrauch beeinflussen kann.

5.10 Einfluss der Abmessungen des Reifens und des Reifenluftdrucks

Die Reifenabmessungen und der Luftdruck wirken sich je nach Bodeneigenschaften unterschiedlich auf den Kraftstoffverbrauch aus. So können die Optimalbedingungen für Reifen und Luftdruck bei unterschiedlichen Bodeneigenschaften in der Realität auch vollkommen unterschiedlich sein. Beispielsweise ist auf festem Boden stets hoher Reifenluftdruck vorteilhaft, während auf weichem Boden niedriger Luftdruck bessere Wirkungsgrade erzielt. Mit dem Modell lassen sich die meisten dieser Effekte nachbilden. Um den Einfluss der Reifenabmessungen auf den Kraftstoffverbrauch darzustellen, ist in Bild 56 der relative Mehrverbrauch von zwei Bereifungen bezogen auf die größte Bereifung mit minimalem Luftdruck in Abhängigkeit von der Zugkraft auf zwei Böden dargestellt. Um die gesamte Einflussbreite des Reifens zu zeigen, wurde für die kleinste Bereifung der größte Luftdruck gewählt. Dieses Vorgehen ist auch daher sinnvoll, da der kleinste Reifen zum Erreichen einer vergleichbaren Tragfähigkeit mit einem höheren Innendruck gefahren werden muss. Die Abmessungen der Bereifung vorne und hinten sind in Tabelle 14 dargestellt. Die Übersetzung der Vorderachse wurde jeweils so korrigiert, dass die Voreilung Null wird. Ansonsten sind die Schlepperdaten identisch.

Tabelle 14: Bereifung vorne und hinten zum Verbrauchsvergleich

	Vorne	Hinten
Große Bezugsbereifung	540/65 R 28 0,8 bar	650/65 R 38 0,8 bar
Mittlere Bereifung	480/65 R 24 1,1 bar	540/65 R 38 1,1 bar
Kleine Bereifung	380/70 R 24 1,4 bar	480/70 R 34 1,4 bar

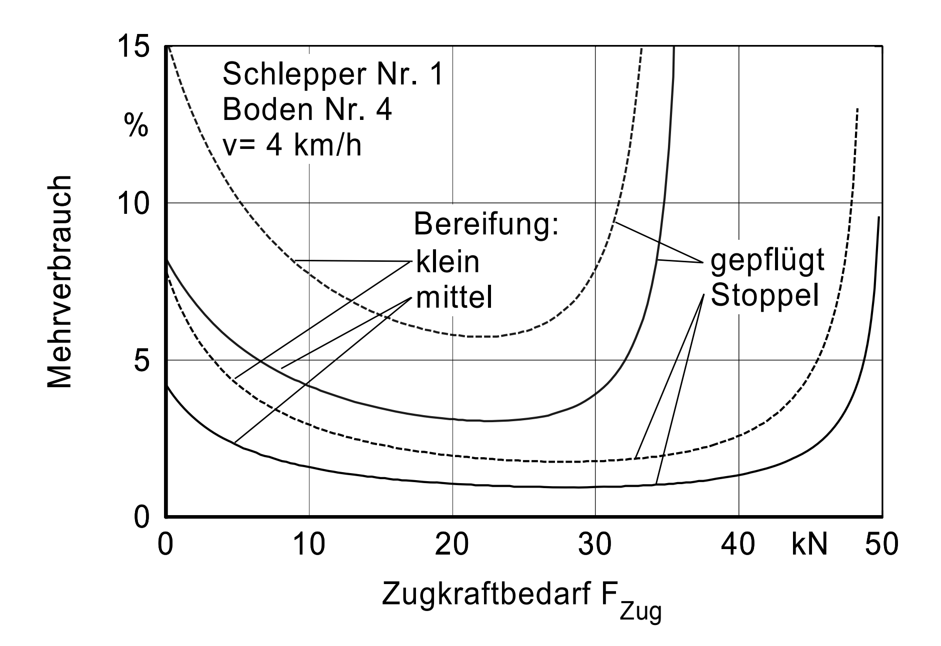


Bild 56: Mehrverbrauch durch kleine und mittlere Bereifung gegenüber der Bereifung 650/65 R38 und 540/65 R28 (0,8 bar) auf verschiedenen Böden in Abhängigkeit von der Zugkraft (Parameter aus Tabellen A2 bis A4)

Es zeigt sich bei sehr großen und sehr kleinen Zugkraftwerten jeweils der größte Mehrverbrauch durch die falsche Bereifung. Je schlechter die bodenseitigen Zugkraftbedingungen sind, desto größer ist der Vorteil großer Bereifung und niedrigerem Luftdruck. Generell ist große Bereifung und geringer Luftdruck für die Feldarbeit stets als vorteilhaft zu bewerten, das Einsparungspotenzial durch die korrekte Bereifung liegt je nach Rahmenbedingung zwischen 1 % und 8 %, nur im Extremfall bei bis zu 15 %.

5.11 Einsparungspotenzial

Anhand der gezeigten Auswirkungen von Schleppereinstellungen unter verschiedenen Rahmenbedingungen kann das Einsparungspotenzial für den Kraftstoffverbrauch durch unterschiedliche Maßnahmen abgeschätzt werden. Da für die Größenordnung des Einsparungspotenzials immer der Ist-Zustand bei der jeweiligen Arbeit verantwortlich ist, ist lediglich die Angabe eines Bereichs möglich. Dieser beginnt stets bei 0 %, wenn bereits im Optimum gefahren wird, und endet im Extremfall bei über 30 %. Im Durchschnitt können Einsparungen zwischen 5 % und 25 % bei nicht allzu großen externen Effekten erzielt werden. Zur besseren Beurteilung sind im Folgenden die Potenziale durch die Einzelparameter dargestellt.

Tabelle 15: Kraftstoff-Einsparungspotenzial durch unterschiedliche Maßnahmen

Maßnahme	Einsparung
Richtige Schleppermasse	bis zu 10 %
Richtige Radlastverteilung	bis zu 2 %
Richtige Bereifung und Luftdruck	bis zu 8 %
Wahl des richtigen Ganges	bis zu 26 %
Schlepper-Geräte-Kombination	bis zu 20 %
Anpassung der Fahrgeschwindigkeit	bis zu 8 %
Zuschalten von Allradantrieb	bis zu 8 %
Zuschalten von Differenzialsperren	bis zu 5 %
Fahren quer zur Hangneigung	bis zu 5 %

Die dargestellten Werte multiplizieren sich im Extremfall zum gesamten Einsparungspotenzial auf, was zu einer möglichen Einsparung von 63 % führen würde. Allerdings schließen sich einige Faktoren gegenseitig aus, so wird beispielsweise durch die Wahl des richtigen Ganges nur bei Arbeiten das volle Einsparungspotenzial erreicht, die den Motor etwa zu 50 % auslasten. Für diese Arbeiten ist allerdings die Schlepper-Geräte Kombination von untergeordneter Bedeutung, weshalb diese Punkte nicht gleichzeitig als Einsparungspotential auftreten. Es kommt hinzu, dass die vollen Einsparungen mit einem der Parameter erst dann möglich sind, wenn alle Parameter weit vom Optimum entfernt liegen. Da in der Praxis nicht von einem solchen Extremfall auszugehen ist, liegt das maximale Einsparungspotenzial unter Praxisbedingungen bei etwa 30 % und kann bei ungünstigen Ist-Zuständen durch mehrere Optimierungsmaßnahmen erreicht werden. Besonders hervorzuheben ist die Wahl des richtigen Ganges, bei der ohne externe Effekte sehr große Einsparungspotenziale bei einigen Arbeiten ermöglicht werden. Da häufig Arbeiten nicht die gesamte Motorleistung benötigen, sind durch geschulte Fahrer, entsprechendes Motor-Getriebe- oder ein weiterentwickeltes Schlepper-Management sowie durch unterschiedliche Übersetzungen im Zapfwellengetriebe, im Idealfall mit einer stufenlosen Zapfwellenübersetzung, erhebliche Einsparungen zu erzielen.

Neben diesen systemoptimierenden Maßnahmen sind auch Umstellungen auf andere Geräte oder auf anderen Produktionsketten zur Einsparung von Kraftstoff denkbar, die dann jedoch mit großen externen Effekten einhergehen. Diese werden in Kapitel 6.5 anhand der vereinfachten Berechnungsgleichungen dargestellt.

6 VEREINFACHTE BERECHNUNG DES KRAFTSTOFFVERBRAUCHES

Das detaillierte Modell eignet sich gut zur Untersuchung von Einzelparametern, wie in den vorhergegangenen Kapiteln gezeigt. Es ist ebenso möglich, Kraftstoffverbrauchswerte für unterschiedliche Arbeiten zu berechnen. Allerdings muss dafür eine Vielzahl an schlepper- und gerätespezifischen Parametern bekannt sein, das resultierende Ergebnis ist dann für diese Einstellungen spezifisch und kann nicht ohne weiteres auf eine bestimmte Arbeit verallgemeinert werden. Um für eine Vielzahl von unterschiedlichen Arbeiten Standardverbrauchswerte zu berechnen, die dann als Faustwerte entsprechend denen vom KTBL genutzt werden können, sind daher einfachere Berechnungsverfahren vorteilhaft. In Anlehnung an das KTBL-Verfahren, das für einige Spezialfälle nicht nachvollziehbare Ergebnisse liefert und verzichtbare Fallunterscheidungen trifft (Kapitel 6.1), wurde unter Zuhilfenahme der Erkenntnisse aus den Berechnungen mit dem detaillierten Modell ein vereinfachtes Berechnungsverfahren abgeleitet, welches in Kapitel 6.2 vorgestellt wird.

6.1 Das KTBL-Berechnungsverfahren

Das in Kapitel 3.2 vorgestellte Verfahren zur Verbrauchsberechnung für die Faustzahlen [44] wird zurzeit vom KTBL überarbeitet, um einige Schwächen des bisherigen Berechnungsverfahrens zu beseitigen. Im bestehenden Modell werden einerseits Fallunterscheidungen getroffen, die in manchen Fällen Ungenauigkeiten resultieren lassen, zum Anderen werden wichtige Einflussfaktoren vernachlässigt oder nur als pauschaler Konstantwert berücksichtigt. Die wesentlichen diesbezüglichen Punkte sollen in diesem Kapitel aufgezeigt werden.

Es werden für Arbeiten mit Ackerschleppern vier Fälle unterschieden:

1. Schlepper mit Allradantrieb und Anbaugerät, das keine Zugleistung benötigt
2. Schlepper mit Allradantrieb und Gerät, das Zugleistung - aus Rollwiderstand und Arbeitswiderstand des Gerätes - (und Zapfwellenleistung) benötigt
3. Schlepper mit Hinterradantrieb und Gerät, das keine Zugleistung benötigt
4. Schlepper mit Hinterradantrieb und Gerät, das Zugleistung - aus Rollwiderstand und Arbeitswiderstand des Gerätes - (und Zapfwellenleistung) benötigt

Die Leistung für die Eigenbewegung des Schleppers wird in diesen Fällen unterschiedlich berücksichtigt, obwohl praktisch keine Unterschiede bestehen. So wird für Zugarbeiten (Fall 2 und 4) der Rollwiderstand gemeinsam mit dem Zugleistungsbedarf berücksichtigt und die

Schleppermasse dabei vernachlässigt. Für hinterradgetriebene Schlepper wird nur der Rollwiderstand der Vorderräder berücksichtigt, obgleich sich auch der Rollwiderstand angetriebener Räder im Leistungsbedarf bemerkbar macht.

Der Schlupf wird in Fall 2 und 4 nicht abhängig von der Zugkraft berücksichtigt, sondern für unterschiedliche Böden gemeinsam mit dem Rollwiderstand als Pauschalwert angenommen. Dies hat zur Folge, dass leichtzügige Geräte mit deutlich zu guten Wirkungsgraden berechnet werden, der Unterschied von leichter Zugkraft zu Fall 1 oder 3 ohne Zugkraft ist dann erheblich, da bei diesen der Schlupfeinfluss komplett vernachlässigt wird.

Die Leistungsbedarfsangaben für die Geräte sind arbeitsbreitenspezifisch und werden für einen Fahrgeschwindigkeitsbereich angegeben. Der flächenbezogene Kraftstoffverbrauch wird aber maßgeblich von der Geschwindigkeit bestimmt, weshalb auch hier Ungenauigkeiten auftreten. Außerdem ist eine Angabe des Zugkraftbedarfs vorteilhaft, um den Laufwerkwirkungsgrad korrekt einzubeziehen.

Auch der Leistungsbedarf für Steigungsfahrten wird als reine Steigleistung zu der Motorleistung addiert, tatsächlich muss diese jedoch über die Räder als Zugkraft aufgebracht werden und somit auch für diese der Laufwerkwirkungsgrad berücksichtigt werden. Insgesamt machen diese Unstimmigkeiten das Modell zwar nicht unbrauchbar, da trotz allem realistische Verbrauchswerte resultieren, eine Optimierung ist dennoch wünschenswert. Auch ist mit den genannten und weiteren Fallunterscheidungen das Berechnungsverfahren für unterschiedliche Arbeiten sehr kompliziert. Da das Schlepperverhalten jedoch bei allen Arbeiten grundsätzlich gleich ist und lediglich die Einflussparameter variieren, ist ein Berechnungsverfahren ohne Fallunterscheidungen vorteilhaft.

6.2 Vereinfachtes Berechnungsverfahren für Verbrauchswerte

Die wesentlichen Forderungen für ein vereinfachtes Berechnungsverfahren sind, dass keine systematischen Fehler entstehen dürfen und die wichtigsten Einflussgrößen berücksichtigt werden. Die Eingangsparameter, insbesondere vom Gerät, müssen überschaubar bleiben und es sollen keine Fallunterscheidungen nötig sein. Bei Geräten, die beispielsweise keine Zapfwellenleistung benötigen, kann der entsprechende Kennwert Null gesetzt werden, so dass in jedem Fall mit identischen Gleichungen gerechnet werden kann.

Im Folgenden werden die Gleichungen zur Verbrauchsberechnung zusammengefasst und Annahmen vorgestellt, mit denen Eingangsparameter mit untergeordnetem Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch vernachlässigt werden können. Die wichtigen Eingangsgrößen zur Beschreibung des Schlepperverhaltens werden in Tabellen festgelegt, so dass sie nicht gemessen werden müssen, um den Kraftstoffverbrauch zu berechnen.

6.2.1 Vereinfachende Annahmen zur Verbrauchsberechnung

Für die Berechnung sind Allradantrieb und Differenzialsperre immer zugeschaltet, wenn sie benötigt werden. Das ist bei schwerer Zugarbeit, Fahren am Hang oder Pflügen in der Furche der Fall. Der Einfluss der Voreilung auf den Laufwerkwirkungsgrad wird vernachlässigt, da er, wie gezeigt wurde, gering ist. Es wird für die Berechnungen von ebenen Flächen ausgegangen, der Einfluss von Hanglagen wurde in Kapitel 5.8.1 näher untersucht, eine vereinfachende allgemeine Aussage ist nicht möglich. Relevante Auswirkungen für das Fahren bergauf und bergab zeigen sich jedoch nur in Extremlagen, seitliche Neigung hat bei gesperrtem Differenzial praktisch keinen Einfluss. Daher wird dieser Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch für das vereinfachte Berechnungsverfahren nicht berücksichtigt. Die genaue Geometrie hat, verglichen mit den Auswirkungen der Gesamtmasse, einen geringen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch, daher wird auch dieser vernachlässigt.

6.2.2 Einfluss der Gesamtmasse

Die Gesamtmassen von Schlepper, Gerät, Anhänger und ggf. Ladung müssen jedoch bekannt sein oder zuverlässig geschätzt werden, anschließend berechnet sich die gesamte Gewichtskraft F_G nach Gleichung (85):

$$F_G = m_{Ges} \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2} = \left(m_{Schlepper} + m_{Gerät} + \frac{m_{Ladung}}{2} \right) \cdot 9{,}81 \frac{m}{s^2} \qquad \textbf{(85)}$$

Wenn bei Transportarbeiten in beide Richtungen transportiert wird, darf die Masse der Ladung nicht halbiert werden. Bei Abfahr- und Zubringarbeiten sowie landwirtschaftlichen Ernte- und Ausbringarbeiten ist dies in der Regel nicht der Fall, da entweder die halbe Strecke eine Leerfahrt ist oder die volle Maschine während des Ausbringens langsam entleert wird,

bzw. sich langsam füllt (Erntearbeiten). Der Fehler durch die Annahme einer durchschnittlichen Masse wird in Kapitel 5.4.3 dargestellt und ist vernachlässigbar klein.

Ebenfalls muss die Achslast aller Triebachsen F_{G_Trieb} bekannt sein. Da für Feldarbeiten stets von Allradantrieb ausgegangen wird, ist diese proportional zur Schleppermasse, gegebenenfalls zuzüglich der Stützlast eines Anhängegerätes oder der Masse des Anbaugerätes. Bei Arbeiten mit geringer Zugkraft ist, wie gezeigt, kein Nachteil gegenüber Hinterradantrieb zu erwarten. Zusätzliche Kräfte durch Untergriff von Bodenbearbeitungsgeräten werden nicht berücksichtigt. Bei Straßenfahrt kann von der Hinterachslast ausgegangen werden, die etwa 70 % der Schleppermasse entspricht. Bei Anbaugeräten darf sie 80 % nicht überschreiten. Eine genauere Bestimmung ist nicht notwendig, da bei den relativ kleinen Triebkräften der Schlupfunterschied auf Asphalt minimal ist und daher kaum Wirkungsgradunterschiede auftreten. Auf dem Feld wird mit zugeschaltetem Allradantrieb gerechnet, so dass die Lastverteilung keinen Einfluss hat.

6.2.3 Einfluss des Laufwerks und des Zugkraftbedarfs

Es wird gleicher Rollwiderstand an allen Rädern (Schlepper, Gerät, Anhänger) für unterschiedliche Böden angenommen. Das ist daher sinnvoll, da der Boden den Rollwiderstand stärker beeinflusst als die Reifenparameter (siehe Kapitel 3.5) und so auf eine genaue Bestimmung der Achslastverteilung verzichtet werden kann.

Tabelle 16: Rollwiderstandsbeiwerte für landwirtschaftliche Reifen auf verschiedenen Böden

Bodenzustand	Rollwiderstandsbeiwert ρ
Asphalt	0,015
Feldweg; festgefahrene Fahrspur	0,05
Trockener Stoppelacker	0,08
Gegrubberter Acker, feucht; Saatbett	0,12
Gepflügter Acker, sehr locker	0,16

Bezüglich des Zugkraftbedarfs der Geräte wird zwischen der arbeitsbreitenbezogenen Zugkraft F_{Zug_b} und der arbeitsbreiten- und tiefenbezogenen Zugkraft F_{Zug_bt} unterschieden. Beide Werte können für unterschiedliche Geräte und Bearbeitungswiderstände des Bodens aus

Tabelle A5 im Anhang entnommen werden. Dabei ist zu beachten, dass für ein Gerät auch beide Werte auftreten können, wenn beispielsweise ein Grubber mit einer Nachlaufwalze gefahren wird. Die Zugkraft von Anhängegeräten, die auf Rädern laufen (Anhängespritze, Pressen, usw.), wird durch die entsprechenden Achslasten und den Rollwiderstand berücksichtigt.

Folglich berechnet sich die benötigte Zugkraft F_{Zug} nach Gleichung (86).

$$F_{Zug} = F_{Zug_b} \cdot b_G + F_{Zug_bt} \cdot b_G \cdot t_G \qquad \textbf{(86)}$$

Der Schlupf kann nach Gleichung (87) berechnet werden.

$$\sigma = \frac{\ln\left(\frac{\kappa - a}{b}\right)}{c} \quad \text{mit} \quad \kappa = \frac{F_{Zug} + \left(F_G - F_{G_Trieb}\right) \cdot \rho}{F_{G_Trieb}} \qquad \textbf{(87)}$$

Die Parameterwerte a, b und c für das Triebkraftverhalten sind für unterschiedliche Zugkraftbedingungen in Tabelle 17 dargestellt. Die Annahmen für gute, mittlere und schlechte Bedingungen sind die Annahmen von Kutzbach [52], genähert an Steinkampfs Gleichung (9). Der Maximalwert der Kurve für sehr gutes Triebkraftverhalten wurde anhand von Steinkampfs Messungen festgelegt und der Kurvenverlauf mittels der Parameter b und c an die Form von Kutzbachs Kurven angepasst. Auf die genaue Berücksichtigung von Bodeneigenschaften muss zur Vereinfachung verzichtet werden. Die grobe Annahme für die Qualität des Triebkraftverhaltens reicht jedoch zur Berechnung von Faustzahlen aus. Die entsprechenden Triebkraft-Schlupf-Kurven sind in Bild 57 dargestellt.

Tabelle 17: Parameter für das Triebkraftverhalten bei unterschiedlichen Bedingungen.

	a	b	c
Sehr gut	0,68	- 0,70	- 10,5
Gut	0,61	- 0,67	- 10,0
Mittel	0,54	- 0,64	- 9,5
Schlecht	0,46	- 0,60	- 9,0

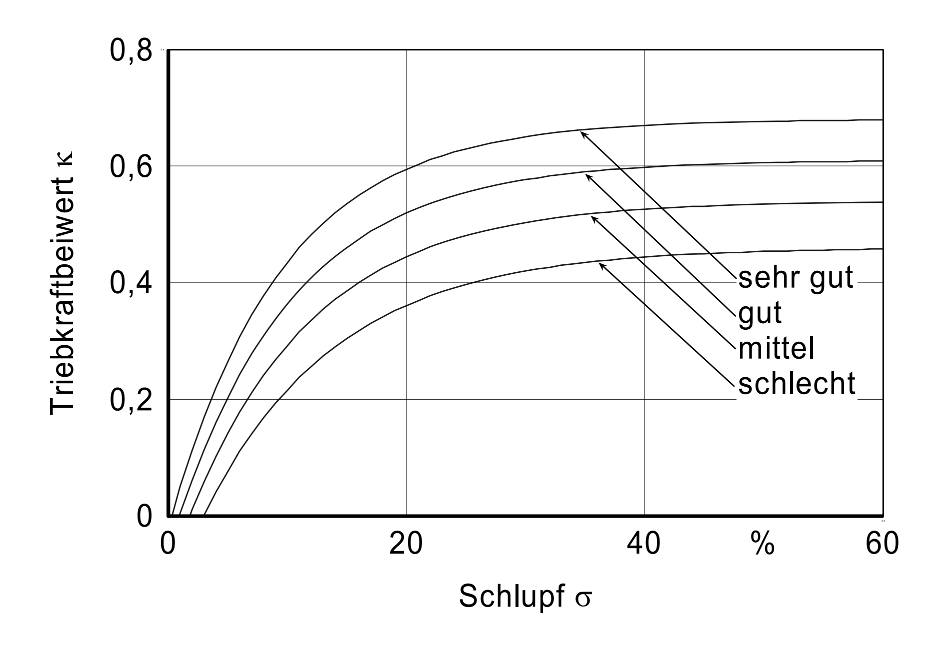


Bild 57: Triebkraftbeiwert-Schlupf-Kurven für unterschiedliche Traktionsbedingungen.

Anschließend berechnet sich die Nabenleistung P_{Nabe} aus der Zugkraft F_{zug}, der Gewichtskraft F_G, dem Rollwiderstandsbeiwert ρ, dem Triebkraftbeiwert σ und der Fahrgeschwindigkeit v nach Gleichung (88).

$$P_{Nabe} = \left(F_{Zug} + F_G \cdot \rho\right) \cdot \frac{v}{1-\sigma} \qquad \textbf{(88)}$$

6.2.4 Der Antriebsstrang

Die Wirkungsgrade der unterschiedlichen Bauarten von Antriebsstrang und Getriebe lassen sich weder durch eine bestimmte Schleppleistung noch durch einen konstanten Wirkungsgrad gut erklären. Daher wird ein vereinfachter Ansatz des in Kapitel 4.5 gezeigten Verfahrens vorgeschlagen, der beides berücksichtigt und im Wesentlichen dem Ansatz nach Dubbel [81] entspricht.

Die Fahrleistung kann dann für die Nabenleistung bei mechanischer Leistungsübertragung nach Gleichung (89) berechnet werden. Die leichte Drehzahlabhängigkeit der Planschverluste wird dabei vernachlässigt. Die Parameterwerte sind in Tabelle 18 für unterschiedlich gute Getriebe sowie einen hydrostatischen Fahrantrieb aufgelistet. Für Acker-

schlepper kann die gesamte Nennleistung P_{Nenn} über das Getriebe übertragen werden, ein Teil dieser Leistung fällt als Schleppleistung an (zweiter Summand). Da für hydrostatische Fahrantriebe in der Regel lediglich ein Teil der Motorleistung über das Getriebe übertragen werden kann, ist der Wert g_2 in diesem Fall bereits gedrittelt worden, um auf einen weiteren Parameter zur Festlegung der maximal übertragbaren Getriebeleistung zu verzichten. Zur Berücksichtigung hydrostatischer Fahrantriebe bei Ackerschleppern und anderen Zugmaschinen müssten die Parameter gesondert festgelegt werden. In der landwirtschaftlichen Praxis werden solche Systeme jedoch nicht in Ackerschleppern eingesetzt.

$$P_{Fahr} = \frac{P_{Nabe}}{g_1} + P_{Nenn} \cdot g_2 \qquad \textbf{(89)}$$

Tabelle 18: Parameter für die Getriebeverluste bei unterschiedlichen Wirkungsgradeinstufungen.

	g_1	g_2
Gut	0,96	0,06
Mittel	0,92	0,08
Schlecht	0,88	0,10
Hydrostatisch	0,85	0,05

Wenn auch für die Berechnung von Faustwerten keine unterschiedlichen Getriebequalitäten berücksichtigt werden müssen, so ist die Parameterfestlegung für den hydrostatischen Fahrantrieb in jedem Fall notwendig. Daher ist auch die Eröffnung der zusätzlichen Option der Berücksichtigung unterschiedlicher Getriebe vorteilhaft.

6.2.5 Motorleistung durch Zug- und Nebenleistung

Da für einige Geräte und Arbeitsmaschinen auch Motorleistung über Nebenabtriebe des Motors benötigt werden (bei Ackerschleppern in der Regel die Zapfwelle), sind auch diese Werte in Tabelle A5 im Anhang festgelegt. Dabei wird zwischen mengenabhängiger Arbeit W_{Neben_m} für das Aus- oder Einbringen der Ladung (z.B. durch die Güllepumpe), dem breiten- und tiefenabhängigen Leistungsbedarf P_{Neben_bt} für angetriebene Bodenbearbeitungsgeräte auf unterschiedlichen Böden und dem rein breitenabhängigen Leistungsbedarf P_{Neben_b} (z.B. für das Gebläse einer pneumatischen Sämaschine) unterschieden. Die massenbezogene Arbeit für

Ernte- oder Ausbringarbeiten W_{Neben_m} stellt für Erntemaschinen die gesamte Arbeit außer der zum Fahren und Ziehen benötigten dar. So wird beispielsweise das Dreschwerk ertragsspezifisch berücksichtigt. Da auch die Arbeit zum Abbunkern direkt vom Ertrag abhängt, kann sie ertragsbezogen mitgerechnet werden. Ob im Stand oder während der Fahrt abgebunkert wird, beeinflusst den Kraftstoffverbrauch nur geringfügig, da die Summe der Arbeit zum Dreschen und Abbunkern gleich bleibt, lediglich der spezifische Verbrauch durch unterschiedliche Motorauslastungen variiert leicht. Die benötigte Motorleistung P_{Motor} berechnet sich nach Gleichung (90).

$$P_{Motor} = P_{Fahr} + W_{Neben_m} \cdot \frac{m_1}{A} \cdot b_{Gerät} \cdot v + P_{Neben_bt} \cdot t_G \cdot b_G + P_{Neben_b} \cdot b_G \tag{90}$$

6.2.6 Ermittlung des spezifischen Kraftstoffverbrauches

Bei Arbeiten, die unabhängig von der Motordrehzahl sind, wird der jeweilige spezifische Verbrauch b_{eM} für die Leistung durch die optimale Arbeitskurve im Kennfeld bestimmt. Der Verbrauch auf dieser Kurve kann gut durch ein Polynom 3. Grades in Abhängigkeit von der Motorauslastung dargestellt werden, dabei gilt stets die Annahme einer optimalen Getriebeübersetzung und folglich dem Motorbetriebspunkt auf der optimalen Arbeitskurve (siehe Kapitel 3.3.1). Zur Ermittlung der Parameter wurde die genaue Kurve für das von Brunnhuber gemessene Motorkennfeld bestimmt [73] und dann durch Gleichung (91) genähert.

$$b_{eM} = 457 - 980 \cdot \frac{P_{Motor}}{P_{Nenn}} + 1260 \cdot \left(\frac{P_{Motor}}{P_{Nenn}} \right)^2 - 523 \cdot \left(\frac{P_{Motor}}{P_{Nenn}} \right)^3 \tag{91}$$

Bei Arbeiten, die die volle Motordrehzahl benötigen, kann eine Näherung mit einem Polynom zweiten Grades erfolgen. Gleichung (92) stellt den spezifischen Verbrauch bei Nenndrehzahl in Abhängigkeit von der Motorauslastung dar.

$$b_{eM} = 500 - 420 \cdot \frac{P_{Motor}}{P_{Nenn}} + 160 \cdot \left(\frac{P_{Motor}}{P_{Nenn}} \right)^2 \tag{92}$$

Dabei handelt es sich vornehmlich um alle Zapfwellenarbeiten, Transportarbeiten und Arbeiten von Erntemaschinen, bei denen normalerweise keine Möglichkeit zur Drehzahlab-

senkung besteht**.** Die Kurven der beiden Gleichungen sind in Bild 58 dargestellt. Auch hier wird der erhebliche Vorteil angepasster Motordrehzahl insbesondere im Teillastbereich sichtbar.

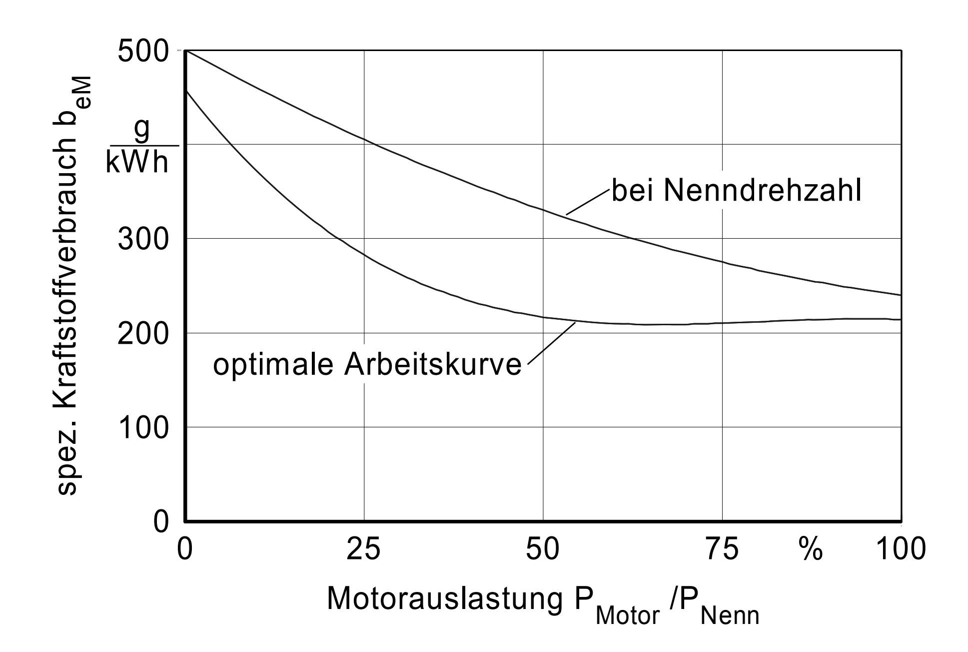


Bild 58: Spezifischer Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit von der Motorauslastung

Die Abweichung der beiden Kurven bei voller Motorauslastung ist durch den Konstantleistungsbereich bei dem großen Drehmomentanstieg des Motors zu begründen. So wird auf der optimalen Arbeitskurve die volle Motorleistung bereits unterhalb der Nenndrehzahl bei geringerem spezifischen Verbrauch b_{eM} erreicht.

6.2.7 Der Kraftstoffverbrauch

Der zeitbezogene Kraftstoffverbrauch in der Hauptzeit $B_{H;t}$ berechnet sich nach

$$B_{H;t} = b_{eM} \cdot P_{Motor} \qquad \textbf{(93)}$$

und bezogen auf die Fläche ergibt sich

$$B_{H;A} = \frac{b_{eM} \cdot P_{Motor}}{b_G \cdot v} \qquad \textbf{(94)}$$

Einschließlich des Wendeverbrauches ergibt sich unter Berücksichtigung der Dichte des Kraftstoffs ρ_K der Gesamtverbrauch auf dem Feld nach Gleichung (95) für Bodenbearbeitung und Gleichung (96) für Pflegearbeiten analog zu Kapitel 4.10.5. Die Dichte von Dieselkraftstoff liegt bei etwa 0,82 kg/l.

$$B_{ges} = \frac{B_{H;A}}{\rho_K} \cdot \left(1 + \frac{24\,m}{\sqrt{A_F}}\right) \quad \textbf{(95)}$$

$$B_{ges} = \frac{B_{H;A}}{\rho_K} \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot b_G}{\sqrt{A_F}}\right) \quad \textbf{(96)}$$

Um Streckenfahrten zu berücksichtigen, muss auch der Verbrauch bezogen auf die Wegstrecke $B_{H,s}$ berechnet werden. Bei den bekannten Fahrzeugdaten können hierzu die oben genannten Gleichungen genutzt werden, die sich zum Teil vereinfachen lassen, da weder Zapfwellenleistung noch Zugkraft von Geräten berücksichtigt werden muss.

$$B_{H;s} = \frac{b_{eM} \cdot P_{Motor}}{v} \quad \textbf{(97)}$$

Anschließend können die zur Bearbeitung einer Fläche benötigten Wegstrecken (An- und Abfahrten, Transportfahrten mit der Arbeitsmaschine, Transportfahrten mit Zubring- oder Abfuhrfahrzeug, etc.) berechnet werden. Der Verbrauch dafür, mit den entsprechenden Fahrzeugen, kann dann auf die bearbeitete Fläche umgelegt werden, um den Gesamtverbrauch zur Erledigung einer Arbeit zu bestimmen.

Zur Vollständigkeit muss auch der Verbrauch in den Befüllzeiten berechnet werden. Da das Fahrzeug in der Regel dabei steht, wird lediglich Zapfwellenleistung oder Ladearbeit von einem zweiten Fahrzeug benötigt. Für alle Befüllarbeiten $W_{Befüll}$ kann analog zum Wert des Ausbringens auch ein Wert bezogen auf die Lademenge aus der letzten Spalte von Tabelle A5 im Anhang abgelesen werden. Dies unterschlägt zwar Verbrauchsunterschiede zwischen verschiedenen Befüllmethoden (Frontladerfahrzeuge, mechanische Förderer, Pumpen, ...), allerdings sind die erwarteten Unterschiede insbesondere im Verhältnis zu dem Feldverbrauch minimal.

Der Verbrauch zum Befüllen berechnet sich dann nach Gleichung (98), wobei für den spezifischen Verbrauch, bei der in der Regel geringen Motorauslastung, ein Wert von b_e=300 g/kWh angenommen werden kann. Bei bekannter Ausbringmenge je Fläche kann auch dieser auf den jeweiligen Arbeitsgang umgelegt werden.

$$B_{Befüll} = b_e \cdot m_{Ausbring} \cdot W_{Befüll} \qquad \textbf{(98)}$$

6.3 Möglichkeiten und Einschränkungen des vereinfachten Modells

Mit den vorgestellten vereinfachten Berechnungsgleichungen werden alle wesentlichen Einflussfaktoren von Schlepper und Gerät auf den Kraftstoffverbrauch berücksichtigt. Die folgenden Zusammenhänge können dabei zumindest vereinfacht dargestellt werden:

- Masseeinfluss
- Triebkraftverhalten
- Rollwiderstandsunterschiede
- Zugkrafteinfluss
- Arbeitsbreite
- Motorauslastung (stark vereinfacht)
- Einfluss von zugehörigen Transportarbeiten
- Schlaggröße

Untersuchungen zum genauen Verbrauchsverhalten bei Einzelparametervariation wie in Kapitel 5 können nicht durchgeführt werden, da Einflussfaktoren wie die Schräglage oder das genaue Wirkungsgradverhalten von Motor und Getriebe nicht berücksichtigt wird. Dennoch lassen sich für Normalbedingungen unter Berücksichtigung der genannten Einflussgrößen realistische und nachvollziehbare Ergebnisse erzielen. Für die Berechnung von Standardverbrauchswerten ist ohnehin der Leistungsbedarf der Geräte von größerer Bedeutung als die Schleppereinstellungen, wenn diese nicht extrem ungünstig sind. Daher werden die Gleichungen zur Berechnung solcher Standardwerte genutzt (Kapitel 6.4).

6.4 Berechnung von Verbrauchswerten für verschiedene Arbeiten

Zur schnellen und einfachen Eingabe der Basiswerte für die Berechnung unterschiedlicher Szenarien wurde das beschriebene Verfahren in Microsoft Excel implementiert. Mit dem Excel-Modell ist es möglich, Fahrzeug- und Geräteparameter für verschiedene Arbeiten einzugeben und neben dem Kraftstoffverbrauch direkt weitere Ergebnisgrößen (Schlupf, benötigte Motorleistung, etc.) abzulesen. In einem gesonderten Tabellenblatt werden die Kennwerte für den Leistungsbedarf der Geräte eingegeben (Tabelle A5 im Anhang). Insbesondere hierbei treten noch Datenlücken auf, die es zu beheben gilt. Die wichtigsten Werte basieren allerdings schon auf Messungen oder sind aus Verbrauchswerten vom KTBL beziehungsweise von der FAT abgeleitet. So werden schon jetzt realistische Ergebnisse erzielt. Eine weitere Optimierung dieser Werte ist nach der genauen Bestimmung durch Messungen anzustreben und problemlos möglich.

Zur Berechnung von Standardverbrauchswerten wie vom KTBL [44; 190], wird von ebenen Feldern ausgegangen. Des Weiteren wird stets vom Arbeiten im optimalen Gang, bei Zapfwellenarbeiten mit Nenndrehzahl ausgegangen. Der größte Vorteil bei den einfachen Berechnungsgleichungen ist die kleine Zahl an Parametern, die zur Berechnung von Verbrauchswerten für Schlepper und Gerät bekannt sein müssen. Einerseits sind so weniger Abschätzungen nötig, da nur selten alle Parameter des genauen Modells für die einzelnen Arbeiten bekannt sind. Andererseits sind die berechneten Ergebnisse auch weniger schlepperspezifisch und somit besser verallgemeinerbar. Bei dem genauen Modell könnten für grundsätzlich verbrauchsintensivere Arbeiten günstigere Werte resultieren, wenn zufälligerweise die Schleppereinstellungen vorteilhaft gegenüber anderen Arbeiten eingestellt sind. In der folgenden Tabelle 19 sind exemplarisch Verbrauchswerte für unterschiedliche Geräte, Böden und Schlaggrößen dargestellt. Dabei sind im Verbrauchswert auch Wendevorgänge, Anfahrten zum Feld und zugeordnete Transportarbeiten berücksichtigt. Die hierfür benötigte durchschnittliche Feldentfernung ist mit 3 km angesetzt.

Es zeigt sich der nicht unerhebliche Einfluss der Schlaggröße, der für die unterschiedlichen Arbeiten Verbrauchsunterschiede zwischen 10 % und 25 % für 2 bis 20 ha große Schläge ausmacht. Weitere Vergrößerungen der Schläge bringen nur geringe Vorteile bezüglich des Verbrauchs, da der Wendeanteil degressiv kleiner wird. Noch stärker wird der Verbrauch durch den Zugwiderstand des Bodens beeinflusst. Bei der Bodenbearbeitung können entsprechend den KTBL-Werten Unterschiede von über 100 % gezeigt werden. Durch den großen

Zugkraftbedarf bei schwerzügigen Arbeiten kann für die meisten Bodenbearbeitungsgeräte in der gezeigten Tabelle nicht die geforderte Geschwindigkeit realisiert werden, da die Motorleistung dafür nicht ausreicht. Dementsprechend müsste hier die Geschwindigkeit reduziert werden.

Bei der Aussaat wird lediglich der Bodenwiderstand „mittel" dargestellt, allerdings für unterschiedliches Traktionsverhalten durch den Untergrund. Diese Unterscheidung ist für den Vergleich unterschiedlicher Bearbeitungsverfahren sinnvoll, da das Saatbett gepflügt oder bei reduzierter Bodenbearbeitung gegrubbert sein kann. Durch den abweichenden Laufwerkwirkungsgrad ergeben sich somit leicht unterschiedliche Verbrauchswerte. Bei Pflegearbeiten wird die entsprechende Unterscheidung für Fahren über das Saatbett und fahren in der Fahrgasse durchgeführt, da bei der ersten Überfahrt die Fahrgasse noch nicht gespurt ist und daher ungünstigere Zugkraftbedingungen herrschen. Dennoch hat diese Unterscheidung nur sehr kleine Auswirkungen auf den Jahresverbrauch und kann daher vernachlässigt werden.

Der Verbrauch beim Dreschen ist insbesondere durchsatzabhängig, deshalb werden verschiedene Ertragswerte verglichen. Die Fahrgeschwindigkeit wurde hier angepasst, um die Ergebnisse nicht durch allzu stark abweichende Motorauslastungen zu verfälschen.

Für alle berechneten Werte wurde hier stets der gleiche Schlepper gewählt, um die Produktionsketten für einen Betrieb mit nur einem Schlepper berechnen zu können (siehe Kapitel 6.5). Ergebnisse für Ackerschlepper mit anderer Motorleistung und Masse können mit dem Excel-Modell schnell und einfach berechnet werden. Auch Untersuchungen für eine Vielzahl von weiteren Arbeiten sind bei bekannten Parametern möglich. Einschränkungen ergeben sich lediglich bei Hofarbeiten (Futtermischwagen, Lade- oder Rangierarbeiten, usw.), da diesen keine Fläche zugeordnet werden kann. Hierzu kann das detaillierte Modell genutzt werden, mit dem bei bekanntem Leistungsbedarf und bekannten Fahrstrecken für diese Arbeiten Kraftstoffverbrauchswerte berechnet werden können.

Tabelle 19: Kraftstoffverbrauch für unterschiedliche Arbeiten, Böden und Schlaggrößen (Schleppermasse=6 t; Motorleistung=100 kW)

Gerät	Boden-oberfläche/ Traktions-verhalten	Bear-beitungs-widerstand des Bodens	Kraftstoffverbrauch [l/ha] für unterschiedliche Schlaggrößen			
			2 ha	5 ha	10 ha	20 ha
Grubber b_G=3 m; t_G=12 cm; v=8 km/h	Stoppelacker/ gutes Traktions-verhalten	leicht	**6,69**	**6,15**	**5,83**	**5,63**
		mittel	**8,78**	**7,87**	**7,49**	**7,26**
		schwer	**13,37**	**12,22**	**11,72**	**11,4**
Scheibenegge b_G=4 m; t_G=10 cm; v=10 km/h	Stoppelacker/ gutes Traktions-verhalten	leicht	**4,61**	**4,0**	**3,76**	**3,62**
		mittel	**6,49**	**5,78**	**5,49**	**5,31**
		schwer	**Motorleistung reicht nicht aus!**			
Pflug; b_G=1,6 m; t_G=25 cm; v=6 km/h	gegrubbert/ mittleres Trak-tionsverhalten	leicht	**17,14**	**15,77**	**15,17**	**14,78**
		mittel	**20,97**	**19,40**	**18,70**	**18,23**
		schwer	**Motorleistung reicht nicht aus!**			
Kreiselegge b_G=3 m; t_G=8 cm; v=6 km/h	gepflügt/ schlechtes Trak-tionsverhalten	leicht	**15,62**	**14,36**	**13,81**	**13,45**
		mittel	**17,96**	**16,58**	**15,96**	**15,56**
		schwer	**Motorleistung reicht nicht aus!**			
Drillmaschine b_G=3 m; v=10 km/h	gepflügt	mittel	**6,25**	**5,94**	**5,79**	**5,68**
	gegrubbert	mittel	**5,85**	**5,57**	**5,43**	**5,33**
Drillkombination b_G=3 m; t_G=8 cm; v=6 km/h	gepflügt	mittel	**18,88**	**17,91**	**17,42**	**17,07**
	gegrubbert	mittel	**18,39**	**17,44**	**16,96**	**16,63**
Düngerstreuer b_G=18 m; v=8 km/h	gepflügt	-	**2,53**	**2,40**	**2,34**	**2,29**
	Fahrspur	-	**2,05**	**1,95**	**1,91**	**1,87**
Feldspritze b_G=18 m; v=6 km/h	gepflügt	-	**2,60**	**2,46**	**2,39**	**2,34**
	Fahrspur	-	**2,00**	**1,91**	**1,86**	**1,83**
Mähdrescher; 8 t; b_G=4 m; P_{Nenn}=120 kW; incl. Abtransport	Ertrag = 60 dt/ha, v = 7 km/h		**18,74**	**17,26**	**17,19**	**16,95**
	Ertrag = 80 dt/ha, v = 6 km/h		**22,41**	**21,22**	**20,76**	**20,49**
	Ertrag =100 dt/ha, v = 5 km/h		**26,75**	**25,49**	**24,99**	**24,69**

6.5 Kraftstoffverbrauch bei verschiedenen Produktionsketten

Für eine Gesamtbetrachtung des Kraftstoffverbrauchs von Ackerschleppern ist der flächenbezogene Verbrauch für ein Jahr interessant. Daher wurde der Kraftstoffverbrauch für die wichtigsten Kulturfrüchte in Deutschland bei gängigen Anbauverfahren berechnet. In Tabelle 20 ist der Verbrauch der einzelnen Arbeitsgänge beispielhaft für zwei unterschiedlich intensive Produktionsketten auf verschiedenen Böden für Winterweizen dargestellt, dem in Deutschland der größte Flächenanteil zukommt.

Tabelle 20: Kraftstoffverbrauch bei der Getreideproduktion mit unterschiedlichen Intensitäten und auf unterschiedlichen Böden.

	Intensive Bewirtschaftung			Reduzierte Bodenbearbeitung		
Arbeitsgang	Anzahl	Kraftstoffverbrauch [l/ha]		Anzahl	Kraftstoffverbrauch [l/ha]	
		leicht	mittel		leicht	mittel
Scheibenegge	1	4,0 l/ha	5,8 l/ha	1	4,0 l/ha	5,8 l/ha
Grubber				1	6,2 l/ha	7,8 l/ha
Pflug	1	15,8 l/ha	19,4 l/ha			
Kreiselegge	1	14,4 l/ha	16,6 l/ha			
Drillmaschine	1	5,7 l/ha	5,9 l/ha			
Drillkombination				1	15,1 l/ha	17,4 l/ha
Spritze (1. Überf.)	1	2,5 l/ha	2,5 l/ha	1	2,3 l/ha	2,3 l/ha
Feldspritze	2	2 · 1,9 l/ha	2 · 1,9 l/ha	2	2 · 1,9 l/ha	2 · 1,9 l/ha
Düngerstreuer	3	3 · 2,0 l/ha	3 · 2,0 l/ha	3	3 · 2,0 l/ha	3 · 2,0 l/ha
Mähdrescher	1	21,2 l/ha	21,2 l/ha	1	21,2 l/ha	21,2 l/ha
Summe:		**73,4 l/ha**	**81,2 l/ha**		**58,6 l/ha**	**64,3 l/ha**

Es zeigt sich der Vorteil für das extensivere Verfahren, bei dem sich der Kraftstoffverbrauch von 70 bis 80 l pro Hektar und Jahr um gut 20 % reduzieren lässt. Auch in dieser Tabelle werden die Bodenunterschiede deutlich, jedoch nicht so stark ausgeprägt wie bei den Einzelarbeiten. Dies ist durch den Anteil an Pflege- und vor allem Erntearbeiten begründet, bei denen ein bodenunabhängiger Verbrauch auftritt. Das verhältnismäßig niedrige Niveau des Jahresverbrauchs ist in dem gezeigten Beispiel teilweise durch die Berechnung bei optimalen Schleppereinstellungen bedingt, aber auch die geringe Anzahl an Arbeitsgängen, beispiels-

weise ohne Strohabfuhr oder dem Ausbringen von organischem Dünger, halten den Verbrauch bei den dargestellten Berechnungen klein.

Auf die Darstellung weiterer Produktionsketten wird hier verzichtet. Erst umfassende Übersichtstabellen, wie sie vom KTBL [44] für viele Arbeiten und Produktionsketten vorliegen, bringen einen Nutzen, beispielsweise für betriebswirtschaftliche Modelle oder als Anhaltspunkt für den Verbrauch in der Praxis. Allerdings kann selbst in dieser umfangreichen Datensammlung nicht jeder Einflussfaktor dargestellt werden, wie der Verbrauch für unterschiedliche Böden, da der Umfang an Daten sonst zu groß würde. Erstrebenswert wäre daher eine Verbreitung des Berechnungsverfahrens als Computermodell mit benutzerfreundlicher Oberfläche, wie in Kapitel 7 vorgeschlagen.

6.6 Einsparungspotenzial

Neben dem in Kapitel 5.11 gezeigten Einsparungspotenzial durch die Optimierung von Schlepper und Geräteeinstellungen können durch die Berechnungen mit dem vereinfachten Verfahren auch die Einsparungspotenziale durch Veränderung der Produktionsketten untersucht werden. Die ebenfalls dargestellten Verbrauchsunterschiede für verschiedene Böden können vom Landwirt nicht beeinflusst werden und sind daher nicht dem Einsparungspotenzial zuzurechnen. Gleiches gilt für die Schlaggrößen, bei denen die einzige Möglichkeit zur Optimierung die Zusammenlegung von Schlägen verschiedener Landwirte wäre, die Umsetzung solcher Maßnahmen ist in der Praxis jedoch schwierig.

Durch die Veränderung der Produktionskette können Verbrauchssenkungen von bis zu 30 % realisiert werden. Wegen der Ernte- und Aussaatarbeiten, die in jedem Fall durchgeführt werden müssen, sind größere Einsparungen eher unrealistisch, und selbst bei den genannten Veränderungen, insbesondere bei der Bodenbearbeitung, sind die externen Effekte sehr groß. Einerseits werden meist gleichzeitig mit dem Verbrauch die Maschinen- und Lohnkosten gesenkt, andererseits sind auch die pflanzenbaulichen Auswirkungen erheblich und standortspezifisch stark unterschiedlich. Eine Veränderung der Produktionskette muss deswegen für den Einzelfall überprüft werden.

7 FAZIT UND AUSBLICK

Der Kraftstoffverbrauch von Landmaschinen gewinnt durch ansteigende Dieselpreise und steigendes Umweltbewusstsein bezüglich der Emission von klimarelevanten Gasen, insbesondere von CO_2, zunehmend an Bedeutung. Untersuchungen dieses Themas werden daher immer wichtiger. Neben der Messung von Verbrauchswerten beim Feldeinsatz sind das Herausfinden von Minderungsmöglichkeiten und die Abschätzung von Einsparungspotenzialen von besonderem Interesse. In dieser Arbeit wurde gezeigt, dass Messungen sich dafür nur eingeschränkt eignen, da die Rahmenbedingungen wie die Bodenparameter nicht konstant gehalten werden können. Bei der Nutzung eines Modells zur Verbrauchsberechnung können Fehler an dieser Stelle ausgeschlossen und Kosten zur Versuchsdurchführung eingespart werden. Dennoch kann zur Validierung von Verbrauchsmodellen nicht ganz auf Feldversuche verzichtet werden.

Mit dem vorgestellten Modell können Einzelparameteruntersuchungen sowie Berechnungen zur Variation mehrerer Parameter gleichzeitig durchgeführt werden. Die Ergebnisse zeigen das Einsparungspotenzial durch verschiedene Maßnahmen und geben gleichzeitig Hinweise zur Optimierung der Einstellungen. Insbesondere bei Verbesserung mehrerer Einstellungen ergeben sich teilweise erhebliche Einsparungspotenziale von bis zu 30 %, wobei bereits kleine Veränderungen starke Auswirkungen haben können. Für derartige Untersuchungen ist das Modell sehr gut geeignet. Unsicherheiten bezüglich des genauen Reifen-Boden-Verhaltens und dem Zugkraftbedarf der Geräte sind für diese Berechnungen irrelevant, da sie lediglich die Ausprägung des Verbrauchs bzw. die Lage der Optimumsbedingungen verschieben, das grundsätzliche Verhalten verändern sie jedoch nicht.

Das größte Einsparungspotenzial für Kraftstoff bzw. die größte Möglichkeit, durch falsche Schleppereinstellungen zu viel Kraftstoff zu verbrauchen, liegt in der Wahl der korrekten Getriebeübersetzung. Dabei ist fast ausschließlich der jeweils größtmögliche Gang optimal. Gerade für Arbeiten, die keine Drehzahlabsenkung ermöglichen (Zapfwellenarbeit, Straßentransport mit hoher Geschwindigkeit), kann durch entsprechende Zapfwellengetriebe (Sparzapfwelle) der Verbrauch deutlich gesenkt werden.

Einsparungen von Kraftstoff durch veränderte Produktionsketten sind zwar auch im großen Umfang möglich, jedoch auch mit erheblichen externen Effekten verbunden. Daher kann über

diese Maßnahmen ohne Berücksichtigung der pflanzenbaulichen Auswirkungen keine sinnvolle Aussage getroffen werden.

Für die Berechnung von Faustwerten für den Kraftstoffverbrauch bei unterschiedlichen Arbeiten eignet sich aus gezeigten Gründen ein vereinfachtes Berechnungsverfahren mit weniger Eingangsparametern besser. Insbesondere für den Zugkraft- und Leistungsbedarf unterschiedlicher Arbeitsgeräte liegen vom KTBL und der FAT Daten vor, des Weiteren stehen für Grubber und Pflug aussagekräftige Messdaten zur Verfügung. Dennoch sind weitere Untersuchungen unter möglichst praxisnahen Bedingungen notwendig, um verlässlichere Werte zu erhalten. Mit der derzeitigen Parametrisierung werden realistische Ergebnisse erzielt, dennoch wird das Verbesserungspotenzial für das Berechnen von Faustwerten für den Kraftstoffverbrauch durch angepasste Parameter als hoch eingestuft.

Möglichkeiten zur genaueren Bestimmung solcher Parameter liegen in der Durchführung von entsprechenden Messungen mit den Geräten, aber auch aus den Verbrauchswerten bei entsprechend dokumentierten Praxiseinsätzen lassen sich die Parameter teilweise gut nachvollziehen. Die so validierten Werte könnten dann Ausgangsbasis für die Erstellung neuer Verbrauchstabellen für verschiedene Arbeiten und unterschiedliche Produktionsketten sein. Da jedoch auch solche Tabellen nur eingeschränkt aussagekräftig sind, wäre eine Verbreitung des Berechnungsverfahrens als Computermodell mit benutzerfreundlicher Oberfläche erstrebenswert. So könnten individuell Arbeiten und Produktionsketten berechnet und sogar für die optimale Zuordnung von Schlepper und Gerät Hinweise gegeben werden. Der Praxisnutzen der Verbrauchsmodellierung würde so erheblich gesteigert.

Durch eine Umsetzung der unterschiedlichen Maßnahmen zur Einsparung von Kraftstoff könnten im Einzelfall bis zu 30 % des Verbrauchs durch Prozessoptimierung und zusätzlich 20 % durch Anpassung der Arbeitskette, wie reduzierte Bodenbearbeitung, eingespart werden. Pflanzenbauliche, betriebswirtschaftliche und ökologische externe Effekte lassen sich dabei nicht vermeiden und sind daher zu prüfen. Mit der Ausnutzung dieses Einsparungspotenzials von Kraftstoff können auch die CO_2-Emissionen beim Einsatz von Ackerschleppern gesenkt und so die Minimierung der Kraftstoffkosten mit umweltschonenden Effekten verbunden werden.

8 ZUSAMMENFASSUNG

Zum Antrieb von Ackerschleppern werden heute fast ausschließlich Dieselmotoren eingesetzt. Durch die gestiegenen Kraftstoffpreise und das wachsende Umweltbewusstsein bezüglich CO_2-Emissionen und Ressourcenschonung gewinnt der Kraftstoffverbrauch zunehmend an Bedeutung. Die Substitution von Diesel durch alternative Kraftstoffe auf Pflanzenölbasis ist grundsätzlich möglich, dennoch wird das Substitutionspotenzial aufgrund von Anbauflächenknappheit als gering eingestuft und die Kosteneinsparung ist durch höheren Kraftstoffverbrauch bei der heutigen Preissituation trotz der Mineralölsteuerbefreiung gering. Folglich können nur die Einsparung von Kraftstoff bei den verschiedenen Arbeitsgängen und gegebenenfalls eine Umstellung der Produktionsverfahren nachhaltig zur Verbrauchs- und Kostensenkung beitragen.

In der vorliegenden Arbeit werden die wesentlichen Einflussfaktoren auf den Kraftstoffverbrauch aufgezeigt. Da Feldversuche sich nur begrenzt zur Untersuchung von Einzelparametern eignen, wurde ein Modell entwickelt, um derartige Betrachtungen durchführen zu können. Das vorgestellte Modell basiert auf dem aktuellen Stand der Wissenschaft zum Motor-, Getriebe-, und Laufwerksverhalten von Ackerschleppern und wurde mit dem Verfahren zur Zugkraftberechnung unterschiedlicher Geräte nach dem ASAE-Standard 497.4 kombiniert. Da sich vorhandene Reifen-Boden-Modelle nur eingeschränkt zur Vorhersage des Triebkraftverhaltens unter Praxisbedingungen für das Gesamtmodell eignen, wurde ein eigenes Reifen-Boden-Modell entwickelt. Dieses ist aus empirischen Gleichungen aufgebaut, welche anhand zahlreicher Messungen parametrisiert wurden. Des Weiteren wurden der Einfluss des Verbrauchs zum Wenden und für Transportfahrten zum Feld untersucht und im Modell berücksichtigt.

Das neue Modell wurde mit dem Programm Matlab umgesetzt, um das Verbrauchsverhalten bei unterschiedlichen Arbeiten für definierte Parametervariationen bestimmen zu können. Die Validierung erfolgte durch den Vergleich mit Messergebnissen, die bei der Bodenbearbeitung mit einem entsprechend ausgestatteten Schlepper durchgeführt wurden. Mit dem Modell wurden der Einfluss einer Vielzahl von Einzelparametern untersucht, die Auswirkungen auf den Verbrauch gezeigt und Optimierungsmöglichkeiten entwickelt.

Das Einsparungspotenzial durch die Optimierung des Arbeitsprozesses bei unterschiedlichen Arbeiten liegt je nach Ist-Zustand bei bis zu 30 %. Hierzu muss der Laufwerkswirkungsgrad

durch richtige Ballastierung und entsprechende Reifenwahl maximiert werden, Zugfahrzeug und Gerät müssen optimal aufeinander abgestimmt sein, Allradantrieb und Differenzialsperren müssen bei Bedarf zugeschaltet werden und die Getriebeübersetzung muss so gewählt werden, dass nahe dem optimalen Betriebspunkt des Motors gefahren wird.

Neben diesen Kriterien der Prozessoptimierung ist auch die Bereitstellung von Standard-Verbrauchswerten (Faustzahlen) für unterschiedliche Arbeiten und Produktionsketten von großer Wichtigkeit für die Praxis. Da für das vorgestellte Modell sehr viele Eingangsparameter bestimmt werden müssen und für eine Faustzahlenberechnung kein so genaues Modell erforderlich ist, wurden aus dem genauen Modell vereinfachte Gleichungen zur Verbrauchsberechnung abgeleitet. Diese ermöglichen eine schnelle und einfache Berechnung von Kraftstoffverbrauchswerten und spiegeln dabei das grundsätzliche Motor-, Getriebe- und Triebkraftverhalten des Schleppers gut wider. Auch der Zug- und Zapfwellenleistungsbedarf der Geräte wird berücksichtigt. Anhand dieser Gleichungen, die in ein Excel-Modell umgesetzt wurden, können nun schnell und einfach Verbrauchswerte für unterschiedliche Arbeiten berechnet werden. Bei den benötigten Daten für die verschiedenen Geräte treten allerdings noch Lücken auf, die es zu beheben gilt. Für die wichtigsten ackerbaulichen Arbeiten wurden bereits Parameter anhand von Messungen und auf Basis der KTBL- und FAT-Werte bestimmt. Die Ergebnisse für unterschiedliche Arbeiten und Produktionsketten zeigen gute Übereinstimmung mit gemessenen Verbrauchswerten. Ebenso kann deutlich der Einfluss von der Schlaggröße oder der Feldentfernung auf den Verbrauch gezeigt werden.

Das Einsparungspotenzial durch Umstellung der Produktionskette (z.B. auf Minimalbodenbearbeitung) ist erheblich, dennoch sind die pflanzenbaulichen Auswirkungen groß, die wiederum betriebswirtschaftliche Folgen haben. Da solche externen Effekte kaum abgeschätzt werden können, sind Aussagen zur Veränderung der Produktionskette zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs für den Einzelfall zu überprüfen.

Die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs wird in Zukunft aus den genannten Gründen noch weiter an Wichtigkeit gewinnen. Gerade deshalb wird den verschiedenen Einsparungsstrategien eine größer werdende Bedeutung zukommen, um landwirtschaftliche Arbeiten diesbezüglich zu optimieren. Der gezeigte Ansatz kann genutzt werden, um Einsparungspotenziale aufzuzeigen, Optimierungsstrategien zu entwickeln und Verbrauchswerte für die verschiedensten Arbeiten abzuschätzen.

9 SUMMARY

Agricultural tractors are currently almost exclusively driven by diesel engines. By rising fuel prices and growing ecological awareness concerning CO_2-emissions and preservation of fossil fuel resources the importance of fuel consumption has been increasing. Generally, the substitution of diesel by alternative fuel based on vegetable oil is possible, however the potential for the substitution is limited by the scarcity of agricultural farmland and categorized as low. The cost savings are not very big due to higher fuel consumption with bio fuel. Therefore, only the reduction of fuel consumption for different agricultural operations and if applicable the reorganisation of the production chains can contribute to a sustained reduction of fuel consumption and costs.

In this thesis the basic influencing factors on fuel consumption of tractors are shown. Field tests are only of limited usefulness for the examination of single influencing variables. For those studies a model had to be developed. The presented model is based on the status of science concerning engine and transmission performances as well as tractive performance for agricultural tractors and is combined with the ASAE-Standard 497.4-model for the tractive force needed to pull the implement. As existing tyre-soil-models are only of limited use to predict tractive performance in the field and to deliver these values to the tractor model, an independent traction prediction model was developed. It is based on empirical equations, which were parameterized on the basis of numerous field tests. Furthermore, the influence of the fuel consumption for turning over in the headlands and for transportation work were investigated and considered in the model.

The new model was implemented into the software Matlab to determine fuel consumption for different agricultural work and defined parameter variations. The calculated values were compared to the results of field tests with a special equipped tractor at the University of Hohenheim to validate the model. The model was used to investigate the influence of numerous influencing parameters, the effect on fuel consumption was shown and optimization strategies were developed.

The saving potential by the optimization of the working process is up to 30 % for different implements, depending on the current state. For this purpose the tractive efficiency must be maximized by the correct weight of the tractor and the correct tyres, tractor and implement must be adjusted ideal, four wheel drive and differential locks must be used if necessary and

the transmission ratio must be chosen to run the engine close to the optimum working point with the optimum engine load.

Besides the process optimisation it is important to deliver standard values for the fuel consumption for different working operations and production chains for the practical use. For the presented model a large number of parameters has to be determined, thus it is of limited use to calculate standard values. Furthermore, it is too accurate for those calculations. Therefore, the model was used to obtain simplified equations for a quick and simple calculation of fuel consumption values, considering the major criteria of engine, transmission and tractive performance of the tractor as the drawbar pull and the needed PTO-power of the implement. On the basis of these equations, implemented into Microsoft Excel, the required standard values for fuel consumption can be calculated for different tractors with implements of different size and defined soil conditions. However, the required data of some implements are not complete. For the most important agricultural implements these parameters were determined by measurements or collected from KTBL- or FAT-values. The results for different operations and production chains are correlating well with values measured in the field. The effect of the field size or the distance between field and the farm yard on fuel consumption can be shown as well.

The saving potential by changing the whole production chain (like zero tillage) is enormous, however, there are horticultural and economical external effects. As those economical effects can hardly be estimated, the conversion of the production chain has to be reviewed for the individual case.

In the future the importance of fuel consumption will increase. Different saving strategies will gain in importance in order to optimize agricultural operations with respect to fuel consumption. The approach of this thesis can be used to show saving potentials, to develop optimization strategies and to calculate values for the fuel consumption of different agricultural operations.

10 LITERATUR

[1] Holz, W.: Diesel 30-50 % der Schlepperkosten. RKL Vortragstagung in Teutschenthal bei Halle. 2003.

[2] Uhlmann, E.: Wirtschaftliche Betrachtungen zur Optimierung des Systems Schlepper-Maschine. Diplomarbeit Universität Hohenheim, 1984, unveröffentlicht.

[3] Fröba, N.: Benötigte Traktormotornennleistung bei landwirtschaftlichen Arbeiten. Landtechnik 50 (1995) H. 5, S. 227-282.

[4] Fröba, N. und M. Funk: Teilzeitspezifische Dieselbedarfskalkulation bei landwirtschaftlichen Arbeiten. Landtechnik 59 (2004) H. 1, S. 38-39.

[5] Renius, K.Th. und R. Resch: Motoren und Getriebe bei Traktoren. In: Matthies, H.J. und F. Meier (Herausgeber): Jahrbuch Agrartechnik - Yearbook Agricultural Engineering, Band 15, Frankfurt 2003, S. 50-55.

[6] Diedrich, F.: Neue Abgasgesetzgebung für Dieselmotoren in mobilen Maschinen und Traktoren in Europa und den USA. In: Matthies, H.J. und F. Meier (Herausgeber): Jahrbuch Agrartechnik - Yearbook Agricultural Engineering, Band 17, Frankfurt 2005, S. 25-30.

[7] Brenndörfer, M.: Biodiesel-Perspektiven. Landtechnik 59 (2004) H. 6, S. 340-341.

[8] Allen, C.A.W. and K.C. Watts: Comparative analysis of the automatization characteristics of fifteen biodiesel fuel types. Trans. ASAE 43 (2000) H. 2, S. 207-211.

[9] Canakci, M. and J.H. Van Gerpen: Comparison of engine performance and emissions for petroleum diesel fuel, yellow grease biodiesel, and soybean oil biodiesel. Trans. ASAE 46 (2003) H. 4, S. 937-944.

[10] McDonnel, K.P., S.M. Ward, P.B. McNulty and R. Howard-Hildige: Results of engine and vehicle testing of semirefined rapeseed oil. Trans. ASAE 43 (2000) H. 6, S. 1309-1316.

[11] Moreno, F., M. Munoz and J. Morea-Roy: Sunflower methyl ester as a fuel for automotive diesel engines. Trans. ASAE 42 (1999) H. 5, S. 1181-1185.

[12] Peterson, C.L., J.C. Thomson and J.S. Taberski: One-thousand-hour engine durability test with HySEE and using a 5X-EMA test cycle. Trans. ASAE 42 (1999) H. 1, S. 23-30.

[13] Wiegand, S.: Dezentrale Biodieselproduktion in der Landwirtschaft. Landtechnik 60 (2005) H. 1, S. 18-19.

[14] Stotz, K. und S. Remmele: Dezentrale Ölsaatenverarbeitung. Landtechnik 60 (2005) H. 1, S. 16-17.

[15] Hansson, P.A., O. Noren and M. Bohm: Emissions from tractors. AgEng Paper 98-E-048.

[16] Grägg, K.: Effects of Environmentally Classified Diesel Fuels, RME and Blends of Diesel Fuels and RME on the Exhaust Emissions. MTC Report 9209 B.

[17] Weidmann, K.: Anwendung von Rapsöl in Fahrzeug-Dieselmotoren. Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ) 97 (1995) H. 5.

[18] StVZO §19 - 24, 26. Ergänzungslieferung. 2000.

[19] • Reiser, W.: Ermittlung von motor- und verbrennungstechnischen Kenndaten an einem Dieselmotor mit Direkteinspritzung bei Betrieb mit unterschiedlich aufbereitetem Rapsöl. Dissertation Universität Hohenheim, 1997, VDI Reihe 12, Nr. 316.

[20] Batel, W.: Alternative Kraftstoffe für die Landwirtschaft. Landtechnik 37 (1982) H. 6, S. 278-280.

[21] May, H., U. Hattingen, J. Theobald, K. Weidmann und A. König: Untersuchung des Betriebs- und Abgasemissionsverhaltens eines Dieselmotors mit Oxidationskatalysator. Motortechnische Zeitschrift (MTZ) 59 (1998) H. 2, S. 112-123.

[22] Krahl, J., A. Munack und M. Bahadir : Emissionen bei der Verwendung von Rapsöl, RME oder Dieselkraftstoff sowie vergleichende Abschätzung ihrer Umweltwirkungen - eine Übersicht. Landbauforschung Völkenrode 44 (2002) H. 2, S. 182-196.

[23] Vellguth, G.: Emissionen bei Verwendung alternativer Kraftstoffe in Schlepper-Dieselmotoren. Grundlagen der Landtechnik 37 (1987) H. 6, S. 207-213.

[24] Baum, K., A. Munack, J. Krahl, J. Bünger und O. Syassen: Abgasmessungen an einem Dieselmotor mit auf RME-optimiertem Einspritzsystem. Landtechnik 54 (1999) H. 5, S. 276-277.

[25] Thuneke, K.: Emissionen Rapsöl betriebener Dieselmotoren. Landtechnik 54 (1999) H. 3, S. 176-177.

[26] Thullner, C.: Vergleich des Kraftstoffverbrauchs von Diesel und Biodiesel bei Ackerschleppermotoren. Bachelorarbeit Universität Hohenheim, 2005, unveröffentlicht.

[27] Fischer, J., K. Krieger, H. Lebershausen und D. Bockey: Biodiesel im Gespräch. ADAC Motorwelt (2001) H. 10, S. 48-49.

[28] Vellguth, G.: Eignung von Pflanzenölen und Pflanzenölderivaten als Kraftstoff für Dieselmotoren. Grundlagen der Landtechnik 32 (1982) H. 5, S. 177-186.

[29] Kern, C., B. Widmann, H. Schön, K. Maurer und T. Wilharm: Standardisierung von Rapsöl. Landtechnik 52 (1997) H. 2, S. 68-69.

[30] Remmele, E.: Rapsölgewinnung und Treibstoffqualität. Arbeitsgemeinschaft Landtechnik und ländliches Bauwesen Baden-Württemberg e.V., Hohenheim 2005.

[31] Rinaldi, M., E. Stadler, I. Schiess und H.W. Jäckle: Pflanzenölgemische als Dieselkraftstoff. FAT-Berichte Nr. 502.

[32] Schumacher, L.G., W. Wetherell and J.A. Fischer: Cold flow properties of biodiesel and its blends with diesel fuel. ASAE-Paper No. 99-6133.

[33] -,-: Mobilität und Nachhaltigkeit (2005), URL: www.volkswagen-umwelt.de/wissen_21683.asp (17.04.2005).

[34] Rinaldi, M.: Consumption and emission factors of tractors for various farming tasks. AgEng Paper 00-PM-003.

[35] Rinaldi, M. und G. Gaillard: Treibstoffverbrauch und Abgase landwirtschaftlicher Traktoren. Agrarforschung 6 (1999) H. 6 , S. 212-214.

[36] Schutte, B., L. Herrmann, M. Schreiber und H.D. Kutzbach: Die Kartierung des Kraftstoffverbrauchs. Landtechnik 59 (2004) H. 3, S. 152-153.

[37] Wörz, M.: Untersuchungen zum Kraftstoffverbrauch. Bachelorarbeit Universität Hohenheim, 2002, unveröffentlicht.

[38] Domsch, H., D. Ehlert, N.V. Bentscheva und A.S. Smrikarov: Kraftstoffverbrauchsmessung in Landmaschinen. Landtechnik 54 (1999) H. 5, S. 278-279.

[39] Bernhard, B. und M. Schreiber: Vergleich elektrischer und hydraulischer Fahrantriebe für Mähdrescher. Tagungsband VDI/MEG Tagung Landtechnik Dresden 2004, VDI-Berichte Nr. 1855, S. 211-219.

[40] Degrell, O. und T. Feuerstein: „DLG-PowerMix“- Ein praxisorientierter Traktorentest. Tagungsband VDI/MEG Tagung Landtechnik Hannover 2003, VDI-Berichte Nr. 1798, S. 339-345.

[41] Fischer, G. und G. Wolff: Rahmenmethodik zur Berechnung des Kraftstoffverbrauchs landtechnischer Arbeitsmittel für Feldarbeiten und landwirtschaftlichen Transport. agrartechnik 33 (1983) H. 8, S. 366-368.

[42] Große, W.: Spezifischer Energieaufwand bei verschiedenen Verfahren der Pflanzenproduktion. agrartechnik 30 (1980) H. 10, S. 455-457.

[43] Eifler, R.: Technisch-technologische Probleme rationeller Energieanwendung in der Bodenbearbeitung. agrartechnik 30 (1980) H. 11, S. 511-514.

[44] • -,-: Dieselverbrauch in der Pflanzenproduktion und der Tierhaltung. Darmstadt, KTBL 1999.

[45] Grisso, R., M.F. Kocher and D.H. Vaughan: Predicting tractor fuel consumption. ASAE-Paper No. 03-1107.

[46] • Hernanz, J.L. und J. Ortiz-Canavate: Energy Saving in Crop production. 1999.

[47] Schulz, H. und K. Queitsch: Motorbelastung und Kraftstoffverbrauch des Traktors ZT 300 beim Grubbern. agrartechnik 33 (1983) H. 8, S. 369-372.

[48] Söhne, W.: Die Kraftübertragung zwischen Schlepperreifen und Ackerboden. Grundlagen der Landtechnik 2 (1952), S. 75-87.

[49] Kalk W.-D. und K. Hülsbergen: Dieselkraftstoffeinsatz in der Pflanzenproduktion. Landtechnik 54 (1999) H. 6, S. 332-333.

[50] Schrogl, H.: Bei der Bodenbearbeitung Energie sparen. Feld und Wald 32 (1982) H. 8, S. 4-5.

[51] Steinkampf, H.: Energieeinsparender Einsatz von Schleppern, Erntemaschinen und Transportfahrzeugen. Vortrag auf der DLG-Wintertagung 1980.

[52] Kutzbach, H.D.: Ein Beitrag zur Fahrmechanik des Ackerschleppers - Reifenschlupf, Schleppermasse und Flächenleistung. Grundlagen der Landtechnik 32 (1982) H. 2, S. 41-48.

[53] Harnisch, C. and B. Lach: Off road vehicles in a dynamic three-dimensional realtime simulation. Proceedings of the 14th International Conference of the ISTVS, Vicksburg - USA 2002.

[54] Dyer, J.A. and R.L. Desjardin: Simulated farm fieldwork, energy consumption and related greenhouse gas emissions in canada. Biosystems Engineering 85 (2003) H. 4, S. 503-513.

[55] • Seeger, J.: Antriebsstrangstrategien eines Traktors bei schwerer Zugarbeit. Dissertation TU Braunschweig, 2001.

[56] Sitkei, G.: Allgemeine Zusammenhänge zwischen der Leistung, dem Gewicht und den optimalen Betriebsparametern von Schleppern. Grundlagen der Landtechnik 28 (1978) H. 5, S. 189-191.

[57] • Duquesne, F.: Eeen Tractiemodel voor het optimaliseren van de Benuttingsgraad van het Tractorenvermogen. Dissertation Universität Gent, 1996.

[58] Verschoore, R., F. Duquesne, J. Pieters and I. Pollet: A traction model for the optimisation of traction and slip distribution. AgEng Paper 02-PM-010.

[59] • Duquesne, F.: A traction model for the optimalisation of the degree of the utilisation of the tractor capacity. Dissertation Universität Gent, 1996.

[60] • Matthies, H.J. und F. Meier (Herausgeber): Jahrbuch Agrartechnik - Yearbook Agricultural Engineering, Band 13, Frankfurt 2001.

[61] • Wiegandt, M.: Grundlagen eines Traktorbremsmanagements. Dissertation TU Braunschweig, 2004.

[62] Wilmer, H.: Wer gewinnt am Vorgewende? profi 11 (1999) H. 12, S. 12-17.

[63] • Tarasinski, N.: Elektronisch geregelte Dieseleinspritzung für Traktoren. Dissertation Berlin, 1994, VDI Reihe 14, Nr. 68.

[64] Kutzbach, H.D. und H. Schrogl: Kraftstoffverbrauch und Auslastung von Ackerschleppern - Ergebnis einer Umfrage in Baden-Württemberg. Landtechnik 36 (1981) H. 3, S. 123-127.

[65] Schulz, H.: Motorcharakter: Das Kennlinienfeld ist sein Abbild. Landtechnik 51 (1996) H. 9, S. 9-11.

[66] Schulz, H.: Motoren sind massgeschneidert - Das Kennlinienfeld zeigt die Optimierung. Landtechnik 52 (1997) H. 1, S. 24-26.

[67] Schulz, H.: Und er läuft und läuft und ... der Traktormotor. Landtechnik 52 (1997) H. 3, S. 8-10.

[68] • van Basshuysen und Schäfer: Handbuch Verbrennungsmotor. Vieweg Verlag, Braunschweig / Wiesbaden 2005.

[69] Mitterer, A. und F. Zuber-Goos: Modellgestützte Kennfeldoptimierung - Ein neuer Ansatz zur Steigerung der Effizienz in der Steuergeräteapplikation. Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ) 102 (2000) H. 3, S. 188-194.

[70] Wang, G. and G.C. Zoerb: Determination of optimum Working Points for Diesel Engines. Trans. ASAE 32 (1989) H. 5, S. 1519-1522.

[71] de Sozua, E.G.: Optimum working curve for diesel engines. Trans. ASAE 32 (1999) H. 3, S.559-563.

[72] Rinaldi, M.: Statische Methode zur Berechnung beliebiger Teillastpunkte eines Traktors basierend auf den Messwerten der Volllastkurve und fünf zusätzlichen Teillastpunkten. Tagungsband VDI/MEG Tagung Landtechnik Halle 2002, S. 63-68.

[73] Brunnhuber, M.: Untersuchungen zum Kraftstoffverbrauch bei Ackerschleppermotoren. Bachelorarbeit Universität Hohenheim, 2005, unveröffentlicht.

[74] • Rinaldi, M., S. Erzinger und R. Stark: Treibstoffverbrauch und Emissionen von Traktoren bei landwirtschaftlichen Arbeiten. Schriftenreihe von Agroscope FAT, Ettenhausen 2005.

[75] Kipp, C. und E. Bergmann: Die Abgastemperatur als Maß für die Motorauslastung und den Kraftstoffverbrauch von Dieselmotoren. Grundlagen der Landtechnik 35 (1985) H. 5, S. 170-176.

[76] Grad, K.: Getriebetechnologie für Traktoren. Landtechnik 58 (2003) H. 3, S. 178-180.

[77] Renius, K.Th.: Neue Getriebeentwicklungen bei Ackerschleppern. Grundlagen der Landtechnik 34 (1984) H. 3, S. 132-142.

[78] Renius, K.Th. und M. Koberger: Motoren und Getriebe bei Traktoren. In: Matthies, H.J. und F. Meier (Herausgeber): Jahrbuch Agrartechnik - Yearbook Agricultural Engineering, Band 13, Frankfurt 2001, S. 50-55.

[79] Reiter, H.: Entwicklungsschwerpunkte für Traktorengetriebe vor der Jahrtausendwende. Landtechnik 53 (1998) SH Juni, S. 182-185.

[80] • Reiter, H.: Verluste und Wirkungsgrade bei Traktorgetrieben. Dissertation TU München, 1990, VDI Reihe 14, Nr. 46.

[81] • Beitz, W. und K.-H. Küttner: Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau, 14. Auflage. Springer-Verlag, Berlin 1981.

[82] Ryu, I.H., D.C. Kim and K.U. Kim: Power efficiency characteristics of a tractor drive train. Trans. ASAE 46 (2003) H. 6, S. 1481-1486.

[83] Lober, M.: ML 200 kontra Lastschaltgetriebe. Landtechnik 52 (1997) H. 5, S. 236-237.

[84] Demmel, M., G. Attenberger, G. Dischinger, H. Auerhammer und H.-P. Settele: Einsatzversuche an einem Traktor mit stufenlosem Getriebe bei schwerer Zug- und Zapfwellenarbeit. Tagungsband VDI/MEG Tagung Landtechnik Düsseldorf 1999, VDI-Berichte Nr. 1503, S. 81-86.

[85] Kempf, T.: Automatikschaltung für ein Teillastgetriebe. Landtechnik 54 (1999) H. 2, S. 70-71.

[86] Isensee, E., M. Weißbach und J. Thiessen: Vergleich von lastschaltbaren mit stufenlosem Getriebe bei schwerer Zugarbeit. Landtechnik 56 (2001) H. 3, S. 130-133.

[87] Brenninger, M.: Verluste an Traktorfrontachsen. Landtechnik 53 (1998) SH, S. 193-194.

[88] Steinkampf, H. und G. Jahns: Betriebseigenschaften von Ackerschlepperreifen bei unterschiedlichen Einsatzbedingungen. Landbauforschung Völkenrode (1986) SH 80, S. 1-427.

[89] Meyer, H. und J. Lengsfeld: Untersuchungen der Fahrwiderstände von neuen Laufwerken für Ackerwagen. Die Technik in der Landwirtschaft 14 (1933) H. 10, S. 230-231.

[90] Meyer, H. und J. Lengsfeld: Untersuchungen der Fahrwiderstände von neuen Laufwerken für Ackerwagen. Die Technik in der Landwirtschaft 14 (1933) H. 9, S. 203-207.

[91] • Bernacki, H. und J. Haman: Grundlagen der Bodenbearbeitung und Pflugbau. VEB Verlag Technik, Berlin 1972.

[92] Barrelmeyer, Th.: Untersuchung der Kräfte an gelenkten und angetriebenen Ackerschlepperrädern bei Gelände- und Straßenfahrt. Dissertation Universität Stuttgart, 1996, VDI Reihe 14, Nr. 79.

[93] Söhne, W.: Wechselbeziehungen zwischen Schlepperleistung, Reifenabmessungen und Ackerboden. Landtechnik 25 (1970) H. 10, S. 306-312.

[94] Grecenko, A.: Einflüsse auf die Kraftübertragung von Ackerschlepperreifen. Agrartechnisches Kolloquium 1989.

[95] Steinkampf, H.: Zur Methodik der Rollradien- und Radschlupfmessung. Grundlagen der Landtechnik 21 (1971) H. 2, S. 40-44.

[96] Armbruster, K.: Untersuchung der Kräfte an schräglaufenden angetriebenen Ackerschlepperrädern. Dissertation Universität Stuttgart, 1991, VDI Reihe 14, Nr. 53.

[97] Steinkampf, H.: Probleme der effizienten Umwandlung der Motorleistung in Zugleistung bei leistungsstarken Schleppern. Grundlagen der Landtechnik 24 (1974) H. 1, S. 14-20.

[98] Steinkampf, H.: Problematik der Leistungsumwandlung über die Triebräder bei leistungsstarken Schleppern. Grundlagen der Landtechnik 27 (1977) H. 5, S. 168-172.

[99] Steinkampf, H.: Verbesserung des Wirkungsgrades bei der Kraftübertragung vom Reifen zum Boden. Landbauforschung Völkenrode (1999) SH 196, S. 63-86.

[100] Dwyer, M.J., D.W. Evernden and M. McAllister: Handbook of Agricultural Tyre Performance (2nd Edition). Nat. Inst. Agric. Eng. Rep. 18, Silsoe, Bedford, England 1976, S. 1-6.

[101] Upadhyaya, S.K., D. Wulfsohn and G. Jubbal: Traction Prediction Equations for Radial Ply Tyres. Journal of Terramechanics 26 (1989) H. 2, S. 149-175.

[102] Upadhyaya, S.K. and D. Wulfsohn: Traction Prediction Equations for Radial Ply Tires. Proceedings of the 10th International Conference of the ISTVS, Kobe - Japan 1990, S. 447-451.

[103] Burt, E.C., G.E. Monroe and A.C. Bailey: Evaluating Multiple Lug Designs on a Single Pneumatic Tractor Tire. Trans. ASAE 33 (1990) H. 4, S. 1116-1118.

[104] Shmulevich, I., D. Ronai and D. Wolf: A new field single wheel tester. Proceedings of the 12th International Congress on Agricultural Engineering (AgEng) 1994, Milano, 29.08.-01.09.1994, S. 510-511 and Paper 94-D-034.

[105] Shmulevich, I., D. Ronai and D. Wolf: A New Field Single Wheel Tester. Journal of Terramechanics 33 (1996) H. 3, S. 133-141.

[106] Shmulevich, I., U. Mussel and D. Wolf: The Effect of Velocity on Wheel Performance. Proceedings of the 12th International Congress on Agricultural Engineering (AgEng) 1994, Milano, 29.08.-01.09.1994, S. 1-9 and Paper 94-D-056.

[107] • Langenbeck, B.: Untersuchungen zum Fahrverhalten von Ackerschleppern unter besonderer Berücksichtigung der Reifeneigenschaften. Dissertation Universität Stuttgart, 1991, VDI Reihe 14, Nr. 55.

[108] • Plesser, J.: Dynamisches Verhalten von Ackerschlepperreifen in Vertikal- und Längsrichtung auf fester Fahrbahn. Dissertation Universität Stuttgart, 1997, VDI Reihe 14, Nr. 83.

[109] Pacejka, H.B.: Tyre factors and vehicle handling. International Journal of Vehicle Design 1 (1979) H. 1, S. 1-23.

[110] Upadhyaya, S.K. and D. Wulfsohn: Review of Traction Prediction Equations. ASAE-Paper No. 90-1573.

[111] • Bekker, M.G.: Theory of land locomotion. The University of Michigan Press, Michigan 1956.

[112] Bekker, M.G.: Über die Wechselbeziehungen zwischen Fahrzeug und Boden bei Geländefahrt. Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ) 7 (1960) H. 62, S. 181-183.

[113] Bekker, M.G.: Die Mechanik der Geländefahrt. Landtechnische Forschung 3 (1963) 13, S. 70-78.

[114] Schüring, D.: Zur Theorie des Geländerads. Forschung im Ingenieurwesen 33 (1968) H. 6-7, S. 165-177.

[115] Wismer, R.D. and H.J. Luth: Off-road Traction Prediction for Wheeled Vehicles. Journal of Terramechanics 10 (1973) H. 2, S. 49-61.

[116] Wismer, R.D. and H.J. Luth: Off-Road Traction Prediction for Wheeled Vehicles. Trans. ASAE 17 (1974), S. 8-14.

[117] • Wong, J.Y.: Terramechanics and Off-Road-Vehicles. Elsevier, Amsterdam 1998.

[118] Wong, J.Y. und J. Preston-Thomas: On the Characterization of the Shear Stress-Displacement Relationship of Terrain. Journal of Terramechanics 20 (1983) H. 4, S. 225-234.

[119] Wong, J.Y.: An Introduction to Terramechanics. Journal of Terramechanics 21 (1984) H. 11, S. 5-17.

[120] Brixius, W.W.: Traction Prediction Equations for Bias Ply Tires. ASAE-Paper No. 87-1622.

[121] Godbole, R., R. Alcock and D.R.P. Hettiaratchi: The Prediction of Tractive Performance on Soil Surfaces. Journal of Terramechanics 30 (1993) H. 6, S. 443-459.

[122] Upadhyaya, S.K.: A Semi-Empirical Traction Prediction Equation for Radial Ply Tires. ASAE-Paper No. 97-1023.

[123] Upadhyaya, S.K., M. Sime, N. Raghuwanshi and B. Adler: Semi-Empirical Traction Prediction Equations based on relevant Soil Parameters. Journal of Terramechanics 34 (1997) H. 3, S. 141-154.

[124] Upadhyaya, S.K., J. Mehlschau, D. Wulfsohn and J.L. Glancey: Development of a unique mobile, single wheel traction testing machine. Trans. ASAE 28 (1985) H.5, S. 1243-1246.

[125] Harnisch, C.: Matlab/Simulink Module AS2TM. Benutzerhandbuch, 2003.

[126] • Harnisch, C.: Dynamische Echtzeitsimulation der Geländefahrt mehrachsiger Radfahrzeuge. Dissertation Universität der Bundeswehr Hamburg, 2001. VDI Reihe 12, Nr. 488.

[127] Korlath, G.: Mobility Analysis of Tracked and Wheeled Vehicles on Unpaved Ground. Proceedings of the 7th Asia-Pacific Conference of the ISTVS, Changchun - China 2004, S. 99-112.

[128] Osetinsky, A. und I. Shmulevich: Traction Performance Simulation of a Pushed/Pulled Driven Wheel. Trans. ASAE 47 (2004) H. 4, S. 981-994.

[129] Höfflinger, W.: Raupenlaufwerke: Eine Ergänzung zu AS-Reifen? Landbauforschung Völkenrode (1998) SH 196, S. 35-48.

[130] Persson, S.: Tire radius - a discussion. Vorabmanuskript zu einem Buch.

[131] Persson, S.: Basic concepts in traction mechanics - a discussion. Proceedings of the 5th North American Conference of the ISTVS, Saskatoon - Canada 1995, S. 99-108.

[132] Schüring, D.: A Contribution to Soil Dynamics. Journal of Terramechanics 5 (1968) H. 1, S. 31-37.

[133] Grecenko, A.: Messungen der Zugeigenschaften bei Geländefahrzeugen - gemessene Größen. Zemedelska technika 24 (1978), S. 643-660.

[134] Schreiber, M. and H.D. Kutzbach: Comparison of different zero-slip definitions and a proposal to standardize tire characteristics. Proceedings of the 9th European Conference of the ISTVS, Harper Adams - UK 2003, S.487-496.

[135] Kiss, P.: Rolling Radii of a Pneumatic Tyre on Deformable Soil. Biosystems Engineering 85 (2003) H. 2, S. 153-161.

[136] Sommer, C., K. Walter, M. Lebert, L. Jaklinski und B. Jasinski: Effiziente und bodenschonende Triebkraftübertragung vom Reifen zum Boden. Landtechnik 56 (2001) H. 5, S. 316-317.

[137] Söhne, W.: Terramechanics and its Influence on the Concepts of Tractors, Tractor Power Development, and Energy Consumption. Journal of Terramechanics 13 (1976) H. 1, S. 1-27.

[138] Söhne, W. und I. Bolling: Der Einfluss der Lastverteilung auf die Triebkraft-Schlupf-Kurve von Ackerschleppern. Grundlagen der Landtechnik 31 (1981) H. 3, S. 81-85.

[139] Weißbach, M.: Landtechnische Untersuchungen zur Wirkung bodenschonender Fahrwerke an Schleppern und Arbeitsmaschinen mit verschiedenen Radlasten. Habilitation, Universität Kiel, 2003.

[140] Isensee, E. und T. Wilde: Nachwirkungen schwerer Maschinen und Fahrgassen im Boden. Landtechnik 54 (1999) H. 4, S. 218-219.

[141] Diserens, E.: Ermittlung der Reifen-Kontaktfläche im Feld mittels Rechenmodell. FAT-Berichte Nr. 582.

[142] Weißbach, M. und K. Winter: Bodenbelastung und Zugkraftübertragung. RKL-Schrift 2.1.2.1, 1996, S.243-276 .

[143] Wong, J.Y. and W. Huang: Traction Technology - Model Behaviour. iVT International (2004) H. 04/05, S. 28-33.

[144] Book, R.S. and C.E. Goering: A new traction model for crawler tractors. Trans. ASAE 48 (2005) H. 1, S. 39-46.

[145] Esch, J.H., L.L. Bashford, K. von Bargen and R.E. Ekstrom: Tractive Performance Comparisons between a Rubber Belt Track and a Four-Wheel-Drive Tractor. Trans. ASAE 33 (1990) H. 4, S. 1109-1115.

[146] Zoz, F.M. and R.D. Grizzo: Traction and Tractor Performance. ASAE Distinguished Lecture Series 27, Paper-No. 913-CO-403.

[147] Zoz, F.M., R.J. Turner and L.R. Shell: Power Delivery Efficiency: A Valid Measure of Belt and Tire Tractor Performance. Trans. ASAE 45 (2002) H. 3, S. 509-518.

[148] Upadhyaya, S.K., U.A. Rosa, M.N. Josiah and M. Koller: Effect of Belt Width and Grouser Wear on the Tractive Characteristics of Rubber-Tracked Vehicles. Trans. ASAE 44 (2001) H. 4, S. 267-271.

[149] Lindgren, M. and P.A. Hansson: Effects of engine control strategies and transmission characteristics on the exhaust gas emissions form agricultural tractor. Biosystems Engineering 83 (2002) H. 1, S. 55-65.

[150] Vahlensieck, B.: Steigende Motorauslastung durch geregelte stufenlose Getriebe. Landtechnik 52 (1997) H. 5, S. 234-237.

[151] Brunotte, D.: Antriebsstrategie für den Teillastbereich beim Traktoreinsatz. Landtechnik 55 (2000) H. 5, S. 334-335.

[152] Pischetsrieder, T.M. und R. Mölle: CVT-Getriebesteuerung für PKW und mobile Arbeitsmaschinen. Landtechnik 57 (2002) H. 5, S. 296-297.

[153] • Frerichs, L.: Grundlagen für das elektronische Traktor-Pflug-Management. Dissertation Universität Hohenheim, 1991, Forschungsbericht Agrartechnik der MEG, Nr. 204.

[154] • Kipp, C.: Optimierung des Leistungsumsatzes von Traktoren durch den Einsatz elektronischer Hilfsmittel. Dissertation Technische Universität Berlin, 1987.

[155] Jaufmann, A.: Optimierungsstrategien für ein Traktormanagement. Landtechnik 52 (1997) H. 1, S. 8-9.

[156] Jaufmann, A.: Potential eines Traktormanagementsystems. Landtechnik 52 (1997) H. 6, S. 290-291.

[157] Stoll, A.: Leitlinienplanung für die automatische Führung mobiler Arbeitsmaschinen. Tagungsband VDI/MEG Tagung Landtechnik Halle-Wittenberg 2002, S.163-168.

[158] Stoll, A., H.D. Kutzbach and S. Böttinger: Automatic Control and Path Planning for GPS Guided Machinery. Proceedings of the 15th International Conference of the ISTVS, Hayama, Japan 2005.

[159] Brenninger, M.: Four-wheel-driven tractors and the effect of circulating power. Proceedings of the 13th International Conference of the ISTVS, Munich - Germany 1999, S. 613-620.

[160] Brenninger, M.: Stufenlos geregelter Allradantrieb. Landtechnik 58 (2003) H. 3, S. 172-172.

[161] • Brenninger, M.: Stufenlos geregelter Allradantrieb für Traktoren. Dissertation Technische Universität München, 2003.

[162] Steinkampf, H.: Die Auswirkungen unterschiedlicher Umfangsgeschwindigkeiten der Räder eines Allradschleppers auf seine Zugfähigkeit. Grundlagen der Landtechnik 22 (1972) H. 6, S. 166-170.

[163] Grad, K.: Geregelter Antrieb. Landtechnik 51 (1996) H. 5, S. 250-251.

[164] Brenninger, M.: Allradantrieb mit stufenloser Leistungsverteilung im Vergleich mit der konventionellen Lösung. Tagungsband der VDI/MEG Tagung Landtechnik Münster 2000.

[165] • Schutte, B.: Bestimmung von Bodenunterschieden durch Zugkraftmessung bei der Bodenbearbeitung. Dissertation Universität Hohenheim, 2005, Forschungsbericht Agrartechnik VDI-MEG, Nr. 429.

[166] • Estler, M. und H. Knittel: Praktische Bodenbearbeitung. VerlagsUnion Agrar München/Münster, 1995.

[167] Bernacki, H.: Vergleich des Energieaufwandes für die Bodenbearbeitung mit verschiedenen Werkzeugen. agrartechnik 23 (1973) H. 1, S. 5-8.

[168] • Krutikow, N.P., I.I. Smirnow, K.F. Stscherbakow und I.F. Popow: Theorie, Berechnung und Konstruktion der Landmaschinen. VEB Verlag Technik, Berlin 1955.

[169] Schlichting, M.: Energieaufwand und Zerkleinerungserfolg beim Pflügen mit erhöhten Arbeitsgeschwindigkeiten. Deutsche Agrartechnik 18 (1968) H. 3, S. 118-120.

[170] Soucek, R., S. Anisch und K. Jorschik: Untersuchungen an ausgewählten Werkzeugelementen zur Zerkleinerung von Bodenkörpern hinsichtlich der Energieausnutzung. agrartechnik 34 (1984) H. 1, S. 11-14.

[171] • Soucek, R. und G. Pippig: Maschinen und Geräte für die Bodenbearbeitung, Düngung und Aussaat. VEB Verlag Technik, Berlin 1990.

[172] • Gansuch, U.: Untersuchungen des Zusammenhanges zwischen Schubfestigkeit des Bodens und spezifischem Zugwiderstand unterschiedlicher Pflugkörper unter Beachtung der Einsatzbedingungen in der mongolischen Volksrepublik. Dissertation Technische Universität Dresden, 1978.

[173] Vilde, A., A. Rucins and S. Cesnieks: Impact of Soil Moisture and its Composition on the Energy Consumption and Quality of Tillage. Proceedings of the AgEng Budapest 2002.

[174] Reich, R.: Bodenwiderstand und Arbeitseffekt eines Grubberwerkzeugs. Grundlagen der Landtechnik 27 (1977) H. 4, S. 128-132.

[175] • Reich, R.: Einfluss verschiedener Betriebs- und Konstruktionsparameter auf die Kräfte am Tiefgrubber. Dissertation Universität Hohenheim, 1980, Forschungsbericht Agrartechnik der MEG , Nr. 54.

[176] • Fröba, N.: Belastungskollektive bei Pflugwerkzeugen und deren Anwendung. Dissertation Technische Universität München, 1991, VDI Reihe 14, Nr. 52.

[177] Große, K.: Zugwiderstände von Schwenkpflügen. Landtechnik 50 (1995) H. 4, S. 237-238.

[178] Stroppel, A. und R. Reich: Vergleichende Untersuchungen an Rauten- und Normalpflugkörpern. Grundlagen der Landtechnik 29 (1979) H. 3, S. 73-78.

[179] Gorjatschkin, W.: Das Streichblech des Pfluges. Mitteilungen des Verbandes Landwirtschaftlicher Maschinenprüfungsanstalten 3 (1909), S. 90-109.

[180] • Gorjatschkin, W.: Theorie des Pfluges - Grundlagen zu einer systematischen Berechnung der Pflüge, Band 1. Industrie-Verlag, Moskau 1927.

[181] Söhne, W.: Anpassung der Pflugkörperform an höhere Fahrgeschwindigkeiten. Grundlagen der Landtechnik 10 (1960) H. 12, S. 51-62.

[182] Domsch, H.: Pflugscharoptimierung - Zur Vorhersage des spezifischen Bodenwiderstandes von Pflugkörpern. Landtechnik 48 (1993) H. 1, S. 39-40.

[183] Godwin, R.J. and M.J. O'Dogherty: Integrated soil tillage force prediction models. Proceedings of the 9th European Conference of the ISTVS, Harper Adams - UK 2003, S. 2-21.

[184] • König, G.: Berechnungsmethodische Grundlagen zur rechnergestützten Ermittlung des Kraft- und Leistungsbedarfs für die Projektierung und für den Betrieb von Bodenbearbeitungsgeräten, -Maschinen und Aggregaten. Dissertation Ingenieurhochschule Berlin-Wartenberg, 1988.

[185] Harrigan, T.M. and C.A. Rotz: Draft Relationships for Tillage and Seeding Equipment. Applied Engineering in Agriculture 11 (1995) H. 6, S. 773-783.

[186] Stroppel, A.: Stufenlose Regelzapfwelle (SRZ) bei Traktoren. VDI-Tagung Landtechnik, Braunschweig 1991.

[187] Thakur, T.C. und R.J. Godwin: The present state of force prediction models for rotary powered tillage tools. Journal of Terramechanics 26 (1989) H. 2, S. 121-138.

[188] Kalk, W.-D. und O. Bosse: Darstellung der an rotierenden Bodenbearbeitungswerkzeugen mit horizontalen Drehachsen wirkenden Kräfte und Drehmomente. Grundlagen der Landtechnik 35 (1985) H. 4, S. 118-126.

[189] Kofoed, S.S.: Kinematics and Power Requirements of Oscillating Tillage Tools. Journal of Agricultural Engineering Research 14 (1969) H. 1.

[190] • -,-: Taschenbuch Landwirtschaft 2000/01. Kuratorium für Technik und Bauwesen in der Landwirtschaft e. V., Darmstadt 2000.

[191] • Schäfer, W.: Theoretische Untersuchungen zur optimalen Kombination von Allradschleppern und gezogenen Geräten zur Bodenbearbeitung. Dissertation Universität Hohenheim, 1983, Forschungsbericht Agrartechnik der MEG, Nr. 83.

[192] Jahns, G. und H. Steinkampf: Einflussgrößen auf Flächenleistung und Energieaufwand beim Schleppereinsatz. Grundlagen der Landtechnik 32 (1982) H. 1, S. 20-27.

[193] Mugrauer, A.: Einsatzmöglichkeiten von Elektromotoren zum antrieb von Mähdreschern. Diplomarbeit Universität Hohenheim, 2002, unveröffentlicht.

[194] Freye, T. und F. Heidjann: Gebrauchswertverbesserung an Mähdreschern. 10. Internationaler Kongress für Landwirtschaftstechnik, Budapest 1984.

[195] Herrmann, A.: Schlaggröße. Landtechnik 51 (1996) H. 1, S. 50-52.

[196] Herrmann, A.: Auswirkung der Schlaggröße auf die Leistung und den Arbeitszeitbedarf in der Gesamtarbeitszeit sowie auf die Kosten der Arbeitserledigung. 10. Arbeitswissenschaftliches Seminar, Hohenheim 1995, S. 129-138.

[197] Schutte, B. und H.D. Kutzbach: Positionsbezogene Erfassung von Zugkraftwerten. Landtechnik 58 (2003) H. 6, S. 376-373.

[198] Stadler, E. und I. Schiess: Geprüfte Traktoren. Schweizer Landtechnik 62 (1999) H. 9, S. 59-70.

[199] • -,-: Traktoren und Transportfahrzeuge. Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft e.V., Frankfurt 1999.

[200] Gee-Clough, D., G. Pearson and M. McAllister: Ballasting Wheeled Tractors to Achieve Maximum Power Output in Frictional-Cohesive Soils. Journal of Agricultural Engineering Research 27 (1982) , S. 1-19.

11 ANHANG

Tabelle A1: Eingangsparameter des Schleppermodells

	Parameter für:	Anzahl
Fahrzeuggeometrie	Radstand	1
	Spurbreite	1
	Lage des Schwerpunktes	3
	Lage des Pendelgelenks der Vorderachse	3
Geräteeinfluss	Lage des Zugangriffspunktes	3
	Richtung der Zugkraft	3
	Zugkraft	1
Antriebsstrang	Wirkungsgrade der Endantriebe	4
	Übersetzung der Endantriebe	4
	Wirkungsgrade der Differentialgetriebe	2
	Übersetzungen der Differentialgetriebe	2
	Sperrwerte der Differentialgetriebe	2
Getriebe	Lagerreibung	1
	Pantschverluste	2
	Zahnreibungsverluste	1
Motor	Iso-Verbrauchslinien	6
	Volllastkurve	3
	Abregelkurve	2
Traktionseigenschaften	4 Triebkraftbeiwert-Kurven	16
	4 Rollwiderstands-Kurven	8
	4 dynamische Rollradien	4
Steigungen	Steigung in Fahrtrichtung	1
	Seitliche Hangneigung	1
Fahrstrategie	Gang	1
	Schaltgruppe	1
	Allradantrieb (An/Aus)	1
	Differentialsperre (An/Aus)	1
	Gewählte Geschwindigkeit	1
	Tempomat (Drehzahl- oder Radar- geregelt)	1
	(Ggf. Kraftheberregelungsart)	(1)
	(Ggf. Klimaanlage)	(1)

Gleichungen zum Lösen der Gleichungssysteme aus A3-A5 und A6-A8,

$$A \bullet X = B \quad \text{(A1)}$$

$$X = A^{-1} \bullet B \quad \text{(A2)}$$

Erstes Gleichungssystem:

$$X = \begin{pmatrix} F_{1z} \\ F_{2z} \\ F_{3z} \\ F_{4z} \end{pmatrix} \tag{A3}$$

$$A = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ l_{1y} & l_{2y} & l_{3y} & l_{4y} \\ l_{1x} & l_{2x} & l_{3x} & l_{4x} \\ 0 & 0 & \tan(\gamma)\cdot h_{vz} + l_{3y} & \tan(\gamma)\cdot h_{vz} + l_{4y} \end{pmatrix} \tag{A4}$$

$$B = \begin{pmatrix} -F_{Gz} - F_{Pz} \\ F_{Gy}\cdot l_{Gz} - F_{Gz}\cdot l_{Gy} + F_{Py}\cdot l_{Pz} - F_{Pz}\cdot l_{Py} - \left(F_{Py} + F_{Gy}\right)\cdot h_{Hz} \\ F_{Gx}\cdot l_{Gz} - F_{Gz}\cdot l_{Gx} + F_{Px}\cdot l_{Pz} - F_{Pz}\cdot l_{Px} - \left(F_{Px} + F_{Gx}\right)\cdot h_{Hz} \\ 0 \end{pmatrix} \tag{A5}$$

Zweites Gleichungssystem:

$$X = \begin{pmatrix} F_{1y} \\ F_{2y} \\ F_{3y} \\ F_{4y} \end{pmatrix} \tag{A6}$$

$$A = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ l_{1x} & l_{2x} & l_{3x} & l_{4x} \\ F_{2z} & -F_{1z} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & F_{4z} & -F_{3z} \end{pmatrix} \tag{A7}$$

$$B = \begin{pmatrix} -F_{Gy} - F_{Py} \\ \begin{pmatrix} -F_{Gy}\cdot l_{Gx} + F_{Gx}\cdot l_{Gy} - F_{Py}\cdot l_{Px} + F_{Px}\cdot l_{Py} \\ +F_{1x}\cdot l_{1y} + F_{2x}\cdot l_{2y} + F_{3x}\cdot l_{3y} + F_{4x}\cdot l_{4y} \end{pmatrix} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \tag{A8}$$

Tabelle A2: Bodenparameter für das Reifen-Boden-Modell und das Zugkraftmodell

Boden Nr.:		1	2	3	4	5	6	7	8	…	11
Bezeichnung	Parameter	Asphalt	Stoppel	Grünland	Gepflügt	Gegrubbert	Furche	Sandboden, Stoppelacker	Tonboden, Stoppelacker	…	Fahrspur
Bewuchs	$k_{bewuchs}$	1	0,5	0,9	0	0	0	0,5	0,5	…	0
Oberbodenfestigkeit	$k_{Fest;O}$	1	0,6	0,7	0	0,25	0,9	0,8	0,6	…	0,9
Unterbodenfestigkeit	$k_{Fest;U}$	1	0,8	0,8	0,1	0,6	0,9	0,8	0,8	…	0,9
Tongehalt	k_{Ton}	1	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,1	0,9	…	0,6
Feuchtegehalt	$k_{Feuchte}$	0	0,5	0,6	0,5	0,5	0,6	0,5	0,5	…	0,4

Tabelle A3: Schlepperparameter für die Modellberechnungen (1. Teil)

				kleiner Standard-schlepper (1)	**großer Standard-schlepper (2)**
Geometriekennwerte	Radstand		m	2,65	2,84
	Spur	hinten	m	1,81	2,56
	Spur	vorne	m	1,81	2,56
	Massenkraft		kN	70,00	82,20
	Schwerpunkt	x	m	0,92	1,21
		y	m	0,00	0,00
		z	m	0,50	0,50
	Zugpunkt	x	m	-0,60	-0,50
		y	m	0,00	0,00
		z	m	0,00	0,00
	Stat, Rollrad,	hinten	m	0,80	0,90
		vorne	m	0,65	0,70
	Reifen	hinten		650/65 R 38	580/70 R 42
	Reifen	vorne		540/65 R 28	540/65 R 34
Motorkennwerte	m_1		-	524,702128986	779,806623965
	m_2		-	- 0,111412994	- 0,373353900
	m_3		-	0,000045704	0,000102730
	m_4		-	- 1,105983637	- 1,008029073
	m_5		-	0,001417170	0,000681799
	m_6		-	- 0,000056945	0,000118635
	m_{V1}		-	219,464966880	153,924638113
	m_{V2}		-	0,269584393	0,842616948
	m_{V3}		-	- 0,000020555	- 0,000249427
	m_{V4}		-	- 0,000000034	- 0,000000027
	m_{A1}		-	8 771,628305089	5 182,434683971
	m_{A2}		-	- 3,592207413	- 2,166569684

Tabelle A3: Schlepperparameter für die Modellberechnungen (2. Teil)

					Schlepper 1	Schlepper 2
Getriebekennwerte	ς_{Zahn}				0,07	0,07
	a_{G1}			Nm·	0,02	0,02
	a_{G2}			Nm	19	19
	a_{G3}			Nm·	0,02	0,02
	a_{G4}			Nm	19	19
	Übersetzung i	Gang	1		6,3680	9,3952
			2		2,6090	5,8720
			3		1,6000	3,6700
			4		0,9750	2,2938
			5		0,6000	1,4336
			6		0,4440	0,8960
			7			0,5600
			8			0,3500
		Lastschalt-stufe	1		1,7667	1,4830
			2		1,4672	1,3706
			3		1,2250	1,2667
			4		1,0000	1,1707
			5			1,0820
			6			1,0000
		Kriech-gruppe	1		1,0000	1,0612
			2			1,0404
			3			1,0200
			4			1,0000

Kennwerte Antriebsstrang	i_{E1}	hinten links		7,07	7,07
	i_{E2}	hinten rechts		7,07	7,07
	i_{E3}	vorne links		5,50	5,80
	i_{E4}	vorne rechts		5,50	5,80
	η_{E1}	hinten links		0,98	0,98
	η_{E2}	hinten rechts		0,98	0,98
	η_{E3}	vorne links		0,97	0,97
	η_{E4}	vorne rechts		0,97	0,97
	i_{Diff} Hinten			5,88	5,88
	i_{Diff} Vorne			5,88	5,88
	i_{Diff} Längs			1,00	1,00
	η_{Diff} Hinten			0,98	0,98
	η_{Diff} Vorne			0,98	0,98
	η_{Diff} Längs			0,98	0,98
	Sperrwert	Hinterachse		1,00	1,00
	Sperrwert	Vorderachse		1,00	1,00
	Sperrwert	Längsdifferential		1,00	1,00

Tabelle A4: Parameter zur Berechnung des Zugkraftbedarfs nach dem ASAE-Standard 497.4

Nr.	Gerät		Geräteparameter			Bodenparameter		
		Einheit	a_g	b_g	c_g	s_1	s_2	s_3
1	Pflug	$\frac{N}{cm^2}$	6,5	-	0,051	1,0	0,7	0,45
2	Grubber, 5cm Schar	$\frac{N}{Werkzeug \cdot cm}$	91	5,39	-	1,0	0,85	0,65
3	Grubber, 10 cm Schar	$\frac{N}{Werkzeug \cdot cm}$	123	7,29	-	1,0	0,85	0,65
4	Mulchgrubber	$\frac{N}{cm^2}$	3,64	0,19	-	1,0	0,85	0,65
5	Scheibenegge	$\frac{N}{cm^2}$	3,09	0,16	-	1,0	0,88	0,78
6	Federzinkenegge	$\frac{N}{m}$	2000	-	-	1,0	1,0	1,0
7	Packerwalze	$\frac{N}{m}$	600	-	-	1,0	1,0	1,0
8	Pneu. Drillmaschine	$\frac{N}{m}$	3700	-	-	1,0	1,0	1,0

Tabelle A5: Zugkraft- und Leistungsbedarfsparameter für unterschiedliche Geräte

	Zugkraftbedarf						Nebenarbeits und -leistungsbedarf					Befüll-arbeit
Bezeichnung	F_{Zug_bt}			F_{Zug_b}			W_{Neben_m}	P_{Neben_bt}			P_{Neben_b}	$W_{Befüll}$
Bezogen auf:	Breite + Tiefe			Breite			Menge	Breite + Tiefe			Breite	Menge
Einheit	[kN/(m*cm)]			[kN/m]			[kJ/kg]	[kW/(m*cm)]			[kW/m]	[kJ/kg]
Boden	leicht	mittel	schwer	leicht	mittel	schwer	---	leicht	mittel	schwer	---	---
Gerät												
Pflug	0,32	0,5	1									
Grubber	0,26	0,45	0,8									
Scheibenegge	0,2	0,4	0,75									
Kreiselegge	0,14	0,22	0,4					1,1	1,75	3,2		
Kreiselgrubber	0,14	0,22	0,4					1,1	1,75	3,2		
Zinkenrotor	0	0	0					1	2,3	3,9		
Fräse	0	0	0					2	3	5,2		
Spatenrollegge				1,3	1,5	1,7						
Saatbettkombination				1,5	2	2,5						
Hacke				0,8	1,2	1,6						
Kreisel_Drille	0,14	0,22	0,4	0,7	1,1	2	0	1,1	1,75	3,2		0,02
Kreisel_Drille pneu	0,14	0,22	0,4	0,7	1,1	2	0	1,1	1,75	3,2	2	0,02
Drillmaschine				0,7	1,1	2	0					0,02
Drillmaschine pneu				0,7	1,1	2	0				2	0,02
EKS				0,2	0,2	0,2	0					0
EKS pneu				0,2	0,2	0,2	1				2	0
Mähdrescher				0,1	0,1	0,1	13				6	0
Mähdrescher H				0,1	0,1	0,1	16				9	0
Feldhäcksler							30					0
Kreiselmähwerk				0,5	0,5	0,5	2				2	
Rübenroder				2	3	4	4,5					0
Kartoffelroder				1,5	2	2,5	0					0
Feldspritze							10					0,02
Düngerstreuer							15					0,02
Düngerstreuer Hyd							20					0,02